



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

**ZAJIŠTĚNÍ STABILITY DLOUHÝCH KULIČKOVÝCH
ŠROUBŮ A MATIC**

ENSURE THE STABILITY OF LONG BALL SCREWS AND NUTS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Štěpán Dulava

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. Jiří Marek, Dr.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student: **Bc. Štěpán Dulava**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Výrobní stroje, systémy a roboty
Vedoucí práce: **prof. Ing. Jiří Marek, Dr.**
Akademický rok: 2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Zajištění stability dlouhých kuličkových šroubů a matic

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Dlouhé kuličkové šrouby se štíhlostním poměrem l/d větším jak 40 jsou stále dobrým konstrukčním prvkem obráběcích center. Je však nutné dodržet určité konstrukční zásady u výrobce obráběcích strojů. Jedná se zejména o podpěry rotujícího šroubu. Je třeba navrhnout takový systém podpěr rotujících šroubů, který vyhoví potřebám firmy KSK Precise motion.

Cíle diplomové práce:

1. Rozbor současného stavu vědy a techniky u dlouhých kuličkových šroubů
2. Systémový rozbor dlouhých kuličkových šroubů
3. Návrh variant konstrukce podpěr u rotujícího dlouhého kuličkového šroubu a zdůvodnění výběru optimální varianty řešení
4. Technické výpočty
5. Komentář k přiložené výkresové dokumentaci

Seznam doporučené literatury:

MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů III. Praha: MM publishing, s.r.o., 2014. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.

JANÍČEK, Přemysl a Jiří MAREK. Expertní inženýrství v systémovém pojetí. Praha: Grada, 2013. Expert (Grada). ISBN 978-80-247-4127-7.

BORSKÝ, Václav. Základy stavby obráběcích strojů. Brno: Vysoké učení technické, 1986.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem podpěr podpírající hřídele kuličkového šroubu. Navrhované podpěry budou sloužit pro zvýšení stability rotujících kuličkových šroubů. Úvodní část obsahuje podrobný rozbor kuličkových šroubů s popisem jednotlivých parametrů. V následující části jsou zpracovány parametry vlastností kuličkového šroubu.

návrhy jednotlivých podpěr, jejich popis a s výpočty související s jednotlivými prvky podpěry.

Podle výrobních řad kuličkových šroubů firmy KSK Precise Motion a.s. budou navrženy koncepty přídatných podpěr.

ABSTRACT

This Master's thesis deals with the construction design of the ball screw shaft supports. Designed supports will serve to increase stability of rotating ball screws. In the introduction detailed description of the ball screws is presented including description of the individual parameters of the ball screw. Next part includes parameters of different ball screw properties and design of individual supports with description and design calculations of individual parts of the supports. Concepts of the supports will be designed in compliance with the ball screw product series of the KSK Precise Motion a.s. company.

KLÍČOVÁ SLOVA

Kuličkový šroub, průhyb hřídele kuličkového šroubu, podpěra kuličkového šroubu

KEYWORDS

Ball screw, ball screw shaft deflection, ball screw support

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DULAVA, Š. *Zajištění stability dlouhých kuličkových šroubů a matic*, Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. 2018, 81 s., Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Jiří Marek, Dr.

PODĚKOVÁNÍ

Za cenné rady a připomínky při konzultacích chci tímto poděkovat vedoucímu diplomové práci panu prof. Ing. Jiřímu Markovi, Dr.

Dále chci poděkovat zaměstnancům KSK Precise Motion, a.s. za odborné rady.

ČESTNÉ PROHLÁŠ ENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením prof. Ing. Jiřího Marka Dr. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25.5.2018

.....

Štěpán Dulava

OBSAH

1	ÚVOD	11
2	POSPIS KULIČKOVÉHO ŠROUBU A MATICE.....	13
2.1	Hřídel kuličkového šroubu	13
2.2	Převáděcí deflektory.....	14
2.3	Matice kuličkového šroubu	15
2.4	Rozdělení KŠM podle typu	16
2.4.1	Standardní kuličkové šrouby.....	16
2.4.2	Vysoceúnosné kuličkové šrouby.....	16
2.4.3	Kuličkové šrouby s poháněnou maticí	17
2.4.4	Vysokorychlostní kuličkové šrouby	17
2.5	Použití kuličkových šroubů a matic	18
2.5.1	Obráběcí stroje	18
2.5.2	Vstřikovací stroje	18
2.5.3	Jiné aplikace.....	19
3	PARAMETRY KULIČKOVÉHO ŠROUBU A MATICE.....	21
3.1	Stoupání a průměr	21
3.2	Rychlost.....	21
3.3	Únosnost a tuhost	22
3.4	Trvanlivost	22
3.5	Pasivní odpor.....	23
3.6	Hluk.....	23
3.7	Účinnost	24
4	PATENTY PODPĚR KŠM	25
4.1	Aktivní podpěra - HIWIN	25
4.2	Statická podpěra - Thomson.....	25
4.3	Statická podpěra – Thomson	26
4.4	Aktivní podpěra – TOSHULIN.....	26
5	PARAMETRY OVlivNŮJÍCÍ DÉLKU KŠM.....	27
5.1	Průhyb hřídele kuličkového šroubu	27
5.1.1	Průhyb hřídele kuličkového šroubu při volném uložení	27
5.1.2	Průhyb hřídele kuličkového šroubu při pevném uložení	28
5.2	Délkový poměr.....	29
6	NÁVRH PODPĚRY KŠM.....	31
6.1	Rozměry matic	31
6.2	Aktivní podpěra – výsuvná	35
6.2.1	Rám podpěry	35
6.2.2	Trapézový šroub.....	35
	Výpočet kroutícího momentu:	38
6.2.3	Těleso maticové jednotky	38
6.2.4	Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem.....	39
6.2.5	Kluzné vedení	40
6.2.6	Tělo podpěry	41
6.2.7	Horní efektor	41
6.2.8	Řemenový převod	42
6.3	Statická podpěra – výsuvná.....	45

6.3.1	Tělo podpěry	45
6.3.2	Polyamidové kontaktní desky	46
6.3.3	Kleština a pouzdro kleštiny	47
6.3.4	Tlačné pružiny	49
6.3.5	Klínové přípravky	53
6.4	Statická podpěra zásuvná	55
6.4.1	Rám podpěry	55
6.4.2	Tělo podpěry zásuvné podpěry	56
6.4.3	Kluzné vedení	58
6.4.4	Polyamidové kontaktní desky zásuvné podpěry	58
6.4.5	Klínový přípravek	59
6.4.6	Přípravek pro odsunutí těla podpěry	60
6.5	Postup navrhování podpěr	61
	Postup při navrhování podpěr:.....	61
7	VÝBĚR VHODNÉ KONCEPCE PODPĚRY	63
7.1	Výběr parametrů.....	63
7.2	Párové porovnání parametrů	63
7.3	Určení váhy významnosti srovnávaných parametrů	64
7.4	Výpočet indexu změn.....	65
7.5	Hodnocení výběrové metody	66
8	ZÁVĚR.....	67
9	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	69
10	SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK.....	71
10.1	Seznam symbolů	71
10.2	Seznam obrázků	75
10.3	Seznam tabulek	76
11	SEZNAM PŘÍLOH	79

1 ÚVOD

Kuličkové šrouby spadají mezi hlavní pohybové mechanismy nejen u obráběcích strojů. Slouží pro převod rotačního pohybu na přímočarý. Jsou schopné přenášet vysoké zatížení při vysokých rychlostech s vynikající přesností. Navíc kuličkové šrouby mohou být nákladově efektivnější alternativa oproti pneumatickým nebo hydraulickým pohonům.

Diplomová práce je zaměřená na zajištění stability kuličkových šroubů s dlouhým zdvihem. Hlavním cílem je navrhnout podpurná zařízení, která by snížila průhyb lineárního mechanismu, který negativně ovlivňuje funkční vlastnosti. Průhyb navíc může zvýšit vibrace rotujícího šroubu, které se mohou přenášet do ostatních částí stroje a snižovat tak účinnost a přesnost soustavy.

Přídavné podpěry nejsou standartním prvkem lineárních soustav, je tedy nutné stanovit jednotlivé uzly, které by se staly základními prvky přídavných podpěr. Je nutné zajistit trvalé podepření rotujícího šroubu a následného uvolnění podpěry z místa podepření při průjezdu matice.

Tato diplomová práce je rozdělená do několika kapitol. V úvodní části je popsán princip a využití lineární soustavy kuličkového šroubu. Následující kapitola se zabývá parametry lineární soustavy, mezi které patří pasivní odpor, který se odvíjí od použitého převáděcího deflektoru. Ve čtvrté kapitole jsou popsány patenty podpěr, od různých výrobců kuličkových šroubů nebo výrobce obráběcích strojů. Závěrečná kapitola popisuje jednotlivé koncepty podpěr kuličkového šroubu a analýzu nejvhodnější varianty.

2 POSPIS KULIČKOVÉHO ŠROUBU A MATICE

Mechanismus kuličkového šroubu a matice se používá převážně v konstrukci CNC obráběcích strojů jako hlavní hnací člen lineární posuvové soustavy. Jednotlivé prvky pohybového ústrojí převádějící rotační pohyb na přímočarý se skládají ze šroubu, matice a kuliček. Na kuličkové šrouby jsou kladeny vysoké nároky na kvalitu tuhosti, přesnosti a trvanlivosti.

2.1 Hřídel kuličkového šroubu

Hřídel kuličkového šroubu je tvořen profilem dráhy, která může mít dvě varianty provedení, s gotickým profilem nebo s kruhovým profilem. Varianta s gotickým profilem se používá častěji z důvodů vysoké přesnosti, možnosti vymezení vůle nebo možnosti předepnutí. Druhá varianta s kruhovým profilem v dnešní době méně užívaný, je z hlediska výroby jednodušší a levnější, avšak má horší účinnost a dochází k většímu zatížení kuliček.

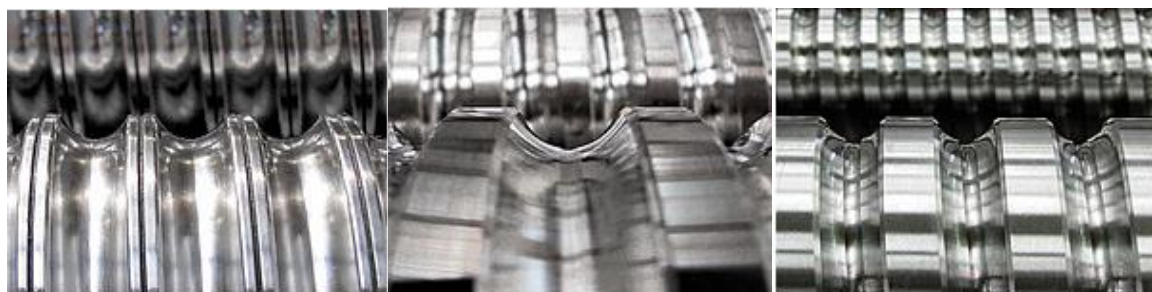
Možnosti výroby profilu kuličkového šroubu:

- Válcováním
- Okružováním
- Broušením

Tab 1) Tabulka tříd přesností dle výrobní metody [4]

<i>Výrobní metoda</i>	<i>Třída přesnosti</i>	<i>Norma</i>
<i>Válcování</i>	T5 – T7	DIN ISO 3408
<i>Okružování</i>	IT5 – IT7	ISO 3408
<i>Broušení</i>	IT1 – IT3	ISO 3408

Při výrobě se musí klást důraz na přesnou geometrii profilu drážky, protože nepřesnost jeho tvaru způsobené výrobním procesem nebo opotřebením mají značný vliv na chod a přesnost kuličkového šroubu.



a)

b)

c)

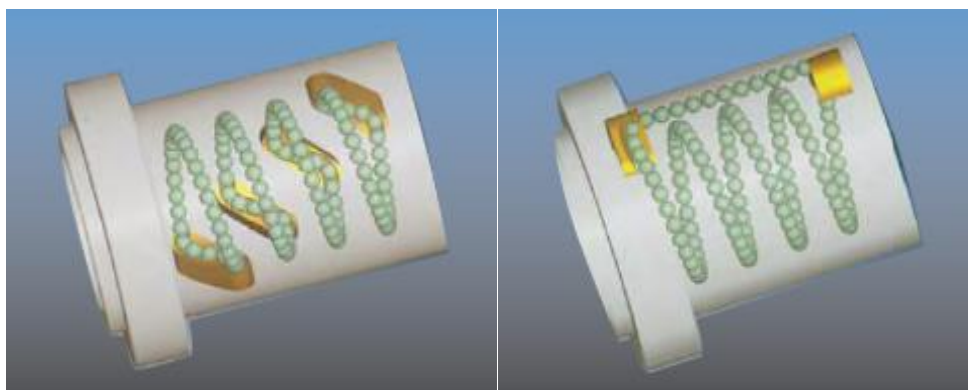
Obr. 1) Profily šroubu: a) válcovaný profil, b) okružovaný profil, c) broušený profil [3]

2.2 Převáděcí deflektory

Převaděč je součástka, která spojuje pracovní závity a způsobuje oběh kuliček v matici. Deflektory jsou dvojího typu a jejich výběr ovlivňuje rozměry matice nebo posuvová rychlost.

Interní převod (Obr. 3a) funguje na principu převádění kuliček v rámci jednoho pracovního závitu tzv. okruhu. Okruh tvoří dva sousední závity propojené převaděčem, ve kterém kuličky vycházející z převaděče obíhá pracovní závit a vrací se zpět.

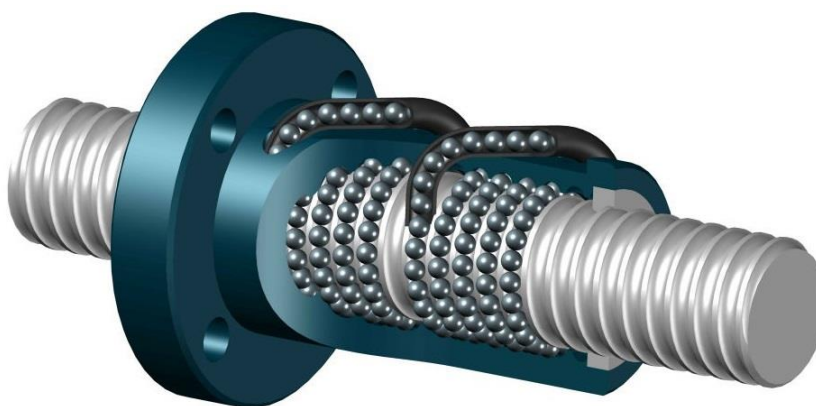
Externí převod se realizuje převáděním kuliček v rámci více pracovních závitů. Kuličky vycházející z pracovního závitu směřují do kanálku, který je vrací zpět. Kanálek může být vytvořen přímo v matici (Obr. 3b) nebo je tvořen trubicí, která se upevňuje na vnější povrch matice (Obr. 4).



a)

b)

Obr. 2) Převáděcí elementy a) lůžko b) radiální segment [2]



Obr. 3) Matice s převáděcí trubicí [3]

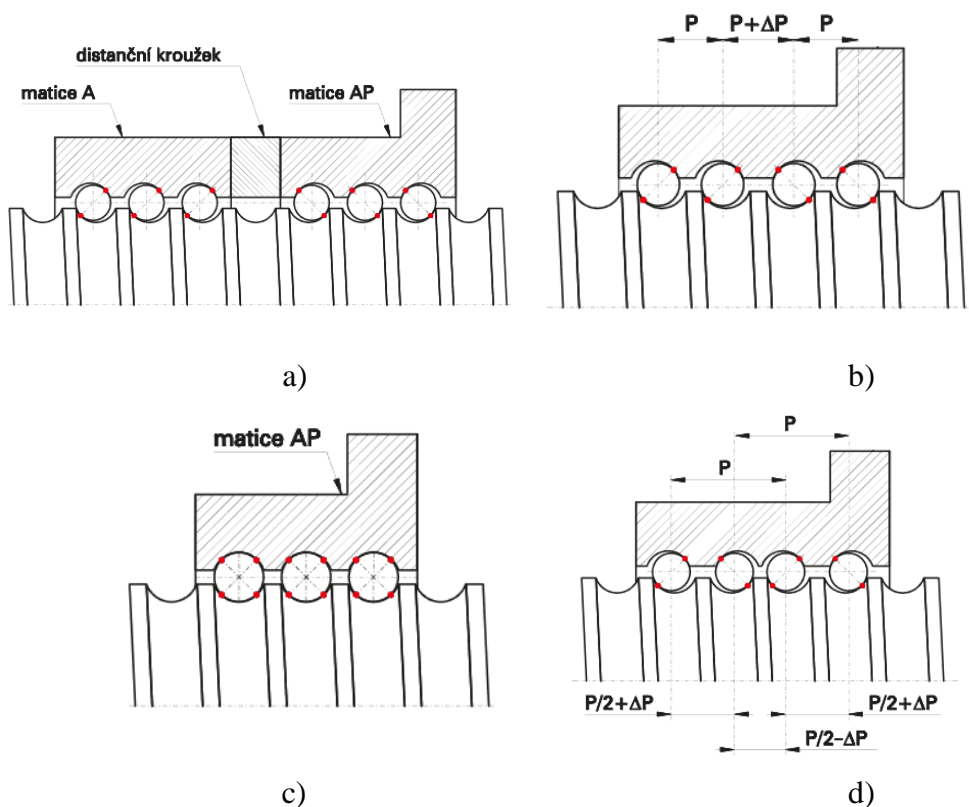
2.3 Matice kuličkového šroubu

Maticová jednotka je těleso přenášející axiální sílu. Stavbu matice tvoří, vnitřní drážka závitů a převodníky kuliček způsobující plynulou recirkulaci kuliček. Pro zvýšení ochrany vůči hrubým nečistotám jsou matice oboustranně vybaveny, tzv. stíracími ucpávkami. Matice se vyrábějí třískovým obráběním se snahou co nejpřesnější drážky, tak jako u hřídele kuličkového šroubu.

Pro potřebnou tuhost převodu lze matice předeprnout pomocí:

- **Vložení distančního kroužku** (Obr. 2a)
Velmi užívaný způsob pomocí dvou matic. Jedna matice s přírubou pro připojení k pohyblivé části zařízení a druhá je bez osazení. Mezi matice se vkládá broušený distanční kroužek dané tloušťky, jenž určí vzájemné posunutí vůči sobě. Kuličky jsou tímto dotlačeny na opačný bok závitů a při tom je docíleno nejprve vymezení vůle a následně pak předeprnutí.
- **Diference ve stoupání závitů** (Obr. 2b)
Způsob vymezení vůle a předeprnutí u jedné matice, se dosahuje u jednochodého závitů nabroušením pracovních závitů, vzniká difference, která odpovídá danému předeprnutí. U vícechodých závitů se docílí difference posunutím jednotlivých chodů (Obr. 2d).
- **Výběrem kuliček** (Obr. 2c)
Vkládání větší kuličky do závitů, kdy kulička má větší průměr než je průměr závitů. Pružnou deformací kuličky dochází k předeprnutí.

K předeprnutí se musí postupovat rozvážně s přihlédnutím k časovému průběhu zatížení kuličkového šroubu, protože předeprnutí snižuje životnost převodu.



Obr. 4) Graficky znázorněné způsoby předeprnutí matic [4]

2.4 Rozdělení KŠM podle typu

Kuličkové šrouby se řadí do několika typů podle použití. Základní typ tvoří standardní kuličkové šrouby, jako náhradu za hydraulické písty lze použít vysoceúnosné KŠ nebo pro vysoké posuvové rychlosti se využívají vysokorychlostní KŠ. Rozdíly v návrhu mechanismu určují jednotlivé parametry, které jsou např. charakteristika, technické parametry nebo aplikace.

2.4.1 Standardní kuličkové šrouby

Tento typ kuličkového šroubu je využívám v technické praxi pro svou univerzálnost, dobré technické parametry nebo různosti provedení. Jsou to přesné polohovací šrouby s širokou škálou velikostí a stoupání. Maticové jednotky mohou být různého druhu jako např. jednodílné, dvoudílné, s přírubou, bez příruby a lze je předepnout.

Technické parametry šroubu [2, 9]:

- Jmenovitý průměr – 12 až 125 mm
- Stoupání závitu – 3 až 50 mm
- Třída přesnosti – IT1 až IT5
- Kalené funkční plochy hřídele i šroubu – 58 až 60 HRC

Vhodná oblast použití těchto šroubů je obráběcí stroje, polohovací automaty nebo automobilový a letecký průmysl.

2.4.2 Vysoceúnosné kuličkové šrouby

Vysoceúnosné kuličkové šrouby dosahují oproti standardním kuličkovým šroubům více jak dvojnásobné únosnosti a tuhosti dosažením změny rádiusu profilu závitu. Jsou vhodné pro velké axiální zatížení šroubu s dlouhou životností. Podmínka zvýšení únosnosti kuličkového šroubu závisí na poměru – r_s/D_w . Při zvětšení rádiusu tvaru profilu zubu dochází k většímu kontaktu kuličky s tvarem profilu, díky tomu šroub snese vyšší zatížení. Výrobci udávají zvětšení r_s je v jednotkách desetin milimetru. Nevýhodou tohoto typu je nižší účinnost a jsou pro pomaluběžné aplikace. Jmenovité průměry šroubů tvoří rozsah od 63, 100, 160 až 200 mm, se stoupáním od 10 do 40 mm. [8, 9]

Využití vysoceúnosných šroubů lze nalézt u vstřikovacích lisů, transportních mechanismů, jako náhrada hydraulických lisů nebo u zdvihací techniky.



Obr. 5) a) Standardní KŠM firmy THK, b) vysoceúnosný šroub firmy SHUTON [2, 5]

2.4.3 Kuličkové šrouby s poháněnou maticí

Hřídel tohoto typu sestavení mechanismu není poháněn, pouze uložen v ložiscích. Jedná se o konstrukční celek matice, kterou lze přímo umístit na suport zařízení a pohánět maticí přes ozubený řemen nebo přes ozubené kolo. V tomto případě je matice uzpůsobena pro montáž ozubeného kola. Existují dvě varianty uložení ložisek na tělese kuličkové matice. V první variantě jsou na tělese matice vybroušeny ložiskové dráhy pro radiálně-axiální ložiska nebo jsou namontována kompletní ložiska.

Matice lze předepnout pomocí dvojice matic nebo v případě dvouchodého závitu realizovat předenutí jedné matice. Průměry jsou dostupné od 16 do 80 mm, doporučené stoupání od 5 do 80 mm s třídou přesnosti IT1 až IT5. [4]

Aplikace kuličkového šroubu s poháněnou maticí jsou v oblastech obráběcích strojů, náhrady hřebenů nebo realizace pohybu pro velké zdvihy.



Obr. 6) Poháněná matice firmy KSK-PM, řady RMV [4]

2.4.4 Vysokorychlostní kuličkové šrouby

Pod vlivem vzrůstajících posuvových rychlostí se využívají vysokorychlostní nebo také šrouby s vysokým stoupáním. Stoupání závitů se obvykle shoduje se jmenovitým průměrem šroubu a tak jsou šrouby schopny provozovat i při vysokých otáčkách. Doporučené průměry udávají výrobci od 16 do 50 mm se stoupáním od 15 do 50 mm s třídou přesnosti IT1 a IT3. [9]

Využití vysokorychlostních šroubů lze u obráběcích strojů a polohovacích automatů.



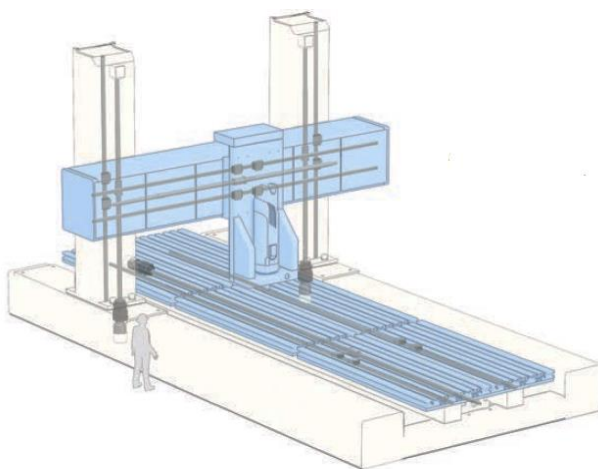
Obr. 7) Vysokorychlostní šroub firmy NSK, typu DIN [6]

2.5 Použití kuličkových šroubů a matic

V dnešní době se kuličkové šrouby a matice využívají v mnoha oblastech průmyslu nejen u výrobního ale také v oblasti leteckého průmyslu, ve zdravotnických přístrojích nebo v automatizačních linkách a zároveň v jiných aplikacích, kde je zapotřebí vysoká přesnost, hladký chod či trvanlivost s nízkou údržbou.

2.5.1 Obráběcí stroje

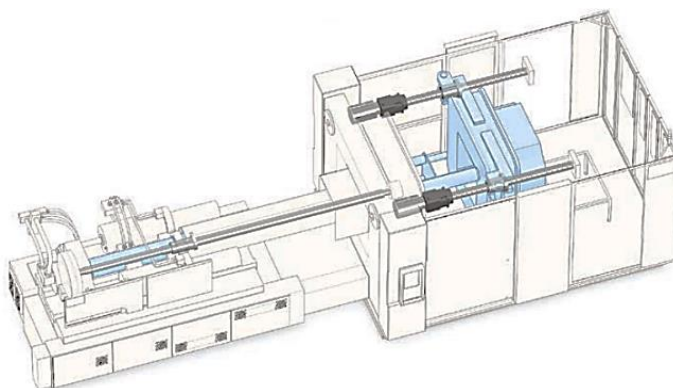
KŠM jsou uloženy v obráběcích strojích na výrobu nerotačních a rotačních součástí. U stojů na rotační součástky slouží převážně pro ovládání suportů nástrojových hlav ve vodorovných i svislých os. KŠM lze využívat jak pro dlouhý zdvih, tak i pro krátký zdvih. Pro nerotační stroje slouží kuličkové šrouby pro lineární posuvy otočných stolů, portálů či smykadel. Pro jednu osu lze použít jeden nebo dva šrouby. Každý šroub má pohon, který je připojen přes pružnou spojku k motoru nebo může být připojen k motoru, pomocí převodu.



Obr. 8) Těžký obráběcí stoj s posuvným stolem [7]

2.5.2 Vstřikovací stroje

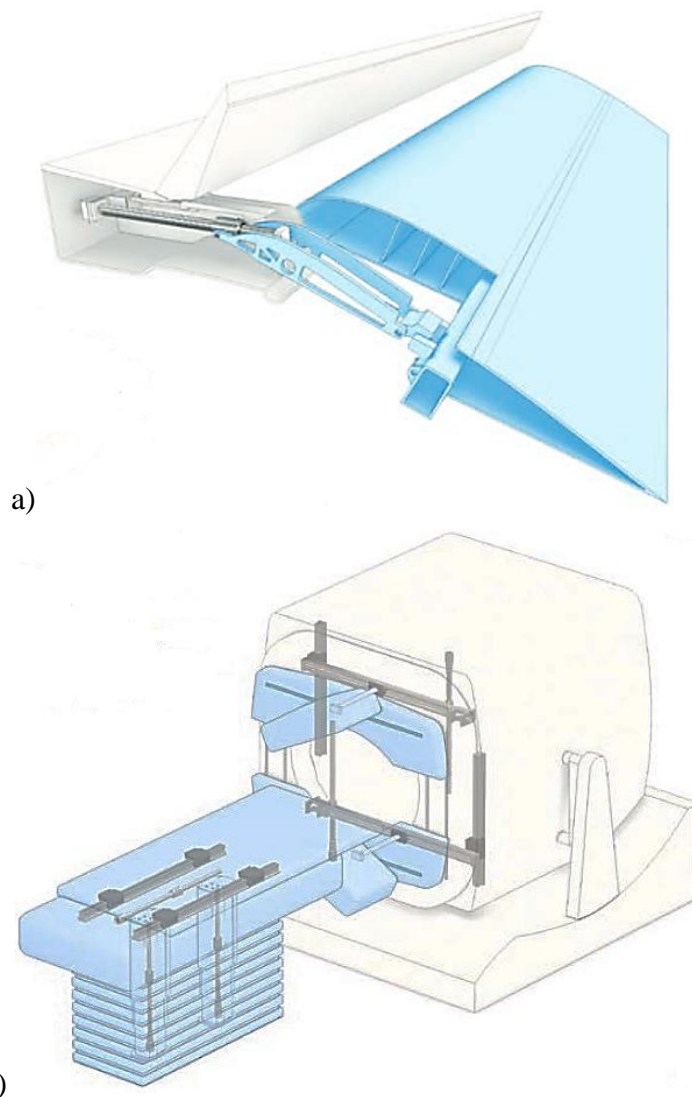
KŠM jsou používány u vstřikovacích strojů, kde je manipulace s vysokým zatížením při krátkém zdvihu. Ideální volbou pro tuto aplikaci jsou vysoceúnosné šrouby, které splňují výrobní požadavky. Kuličkové šrouby jsou využívány pro lineární posuv upínacích desek a jejich uložení se nejčastěji provádí jedním koncem vetknutým a druhým letným. K pohánění těchto lineárních jednotek slouží servopohony. Výhoda vstřikovacích strojů spočívá v rychlosti vstřiku, přesného polohování nebo úspora energie, oproti hydraulickým lisům.



Obr. 9) Vstřikovací stroj [7]

2.5.3 Jiné aplikace

Další aplikace KŠM je celá řada např. oblast automatizace, letecký, automobilový průmysl nebo ve zdravotnictví. Robot, využíván v automatizační lince, umístěn na pohyblivém suportu, připevněný k matici šroubu, vykonává lineární pohyb. Samozřejmě, bez ohledu na velikost, zdvih nebo nosnost kuličkového šroubu se musí dodržet vysoká přesnost, hladký a tichý chod. KŠM v leteckém průmyslu můžeme nalézt použití pro ovládání klapek, stabilizátorů nebo směrovek. U medicínských zařízení, které jsou schopné přesné diagnostiky, se vyžaduje hladké a tiché polohování s pacientem, což lineární mechanismus KŠM splňuje.



Obr. 10) a) Ovládací klapky, b) lékařské zařízení [7]

3 PARAMETRY KULIČKOVÉHO ŠROUBU A MATICE

V současné době se převážně kuličkový šroub a matice využívají v obráběcích zařízeních. Připojením k servomotoru tvoří základní lineární posuvovou jednotku, sloužící pro posuv suportu, stolu či nástroje. Možností sestavení kuličkového šroubu a matice je mnoho a pro ideální volbu z hlediska konstrukce rozměrů, přídavných prvků a financí lze porovnávat mezi různými parametry.

3.1 Stoupání a průměr

Vztah stoupání a průměr šroubu se posuzuje vzhledem k dosažení požadované přesnosti polohování pohybové osy, dynamice pohybu, požadované tuhosti, délce a způsobu uložení šroubu. Mezní hodnoty obou parametrů je závislé axiální zatížení šroubu a od ní se odvíjí vzpěrná stabilita. Velikost jmenovitého průměru šroubu má vliv na maximální otáčky šroubu a s průměrem kuličky definují tzv. průměr středů kuliček – D_{pw} , na který je přenášena axiální síla.

Axiální zatížení je v závislosti na velikosti stoupání, kde $M_k = 1 \text{ Nm}$. [12]

$$F_a = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_k}{P_z} \quad [N] \quad (1)$$

Axiální síla je přímo úměrná krouticímu momentu a nepřímo úměrná stoupání závitu.

3.2 Rychlost

Otáčkový faktor tvoří součin dovolených maximálních otáček a jmenovitého průměru šroubu. Dovolené otáčky jsou definované jako 80 % kritických otáček hřídele, kde se součást dostává do nestabilní oblasti, do stavu rezonance. Velmi zásadně ovlivňuje rychlost přesouvaných hmot obráběcího stoje a velikost tohoto parametru záleží, na daném typu deflektoru. Při vysokém otáčkovém faktoru je zcela zásadní, aby dráhy kuliček v převaděči a matici byly co nejplynulejší a přechody byly co nejpresnější, aby nevznikali schodky nepřesným umístěním.

Tab 2) Tabulka DN hodnoty od různých výrobců

<i>Firma</i>	<i>Typ převodu</i>	<i>Typ převaděče</i>	<i>DN hodnota</i>
<i>Steinemyer</i>	Interní	Lůžko	120 000 [8]
	Externí	Axiální segment	160 000 [8]
<i>KSK Precise Motion</i>	Interní	Lůžko	100 000 [9]
	Externí	Axiální segment	125 000 [19]
<i>THK</i>	Externí	Trubka	160 000 [10]
	Externí	Víčko	210 000 [10]
<i>NSK</i>	Interní	Lůžko	100 000 [11]
	Externí	Axiální segment	180 000 [11]

3.3 Únosnost a tuhost

Únosnost

U KŠM se stanovuje statická s dynamická únosnost, které definují, jaké zatížení mechanismus snese. Na hodnotu těchto únosností má vliv průměr kuličky, profil závitu, úhel stoupání, úhel dosedu kuličky a také se odvíjí od počtu pracovních závitů matice.

Statická účinnost (C_o), tedy statické zatížení, odpovídá celkové trvalé deformaci kuličky a obíhané dráhy v nejnamáhavějším místě styku, rovné 0,0001 průměru kuličky (D_w).

Dynamická únosnost (C_a), tedy stálé neměnné zatížení, které může kuličkový šroub přenášet při základní trvanlivosti $L_{10} = 1 \times 10^6$ otáček. [4]

Tuhost

Tuhost kuličkového převodu R je určena jako poměr zatěžující vnější síly F_a k axiálnímu posunutí matice Δ na hřídeli kuličkového šroubu a určuje ji následující definice poměru:

$$R = \frac{F_a}{\beta} \quad [N/\mu m] \quad (2)$$

Tuhost kuličkového šroubu se odvíjí od elastické deformace šroubu, způsobené axiální silou a závisí na montáži a dále:

- Hřídeli šroubu
 - Jmenovitý průměr, průměr středů kuliček, úhel dosedu kuliček, délka, materiál
- Matici
 - Průměry matice, jmenovitý průměr šroubu, tuhost kuličkové dráhy šroubu
- Uložení hřídele šroubu v ložiscích
 - Provedení, typ ložisek, počet párů, velikost

Pro získání vysoké tuhosti a zajištění vymezení axiálních vůlí se převod tzv. předečne (F_v), aby poměr zatěžující axiální síly F_a , při které nemá docházet ke vzniku vůle v převodu a předečnutí F_v , odpovídá této podmínce [9]:

$$\frac{F_v}{F_a} = 2,83 \quad (3)$$

3.4 Trvanlivost

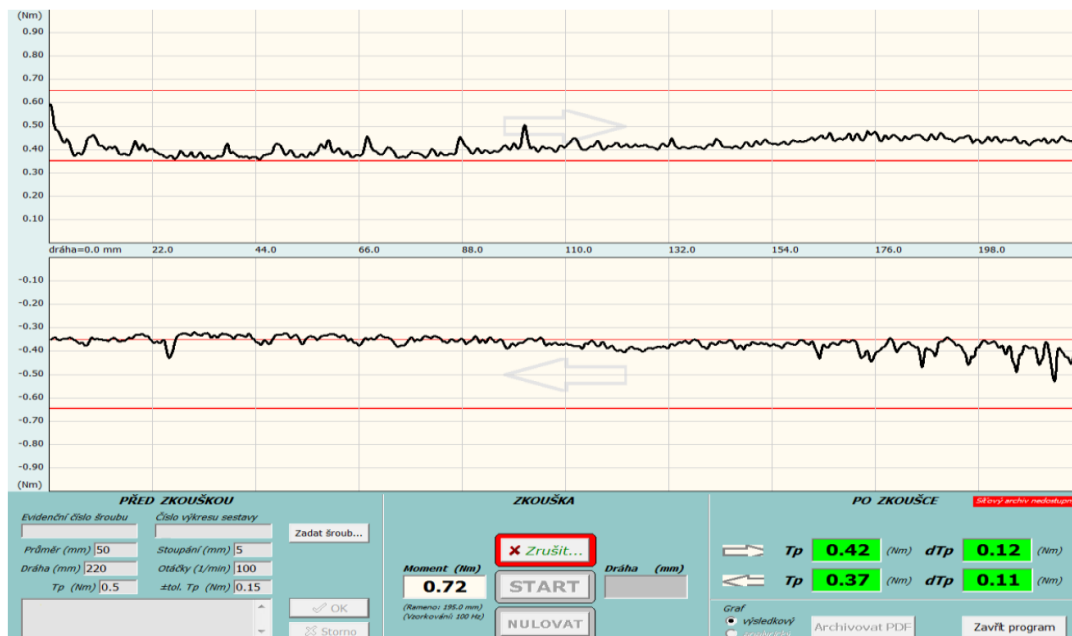
Základní trvanlivost je definována jako hodnota vyjadřující s 90 % spolehlivostí počet vykonaných otáček hřídele, vzhledem k tělesu matici při zatížení silou F , do vzniku prvních známek únavy materiálu nebo opotřebení funkčních ploch převodu. [9]

Pro stanovení základní trvanlivosti platí následující vztah:

$$L_{10} = \left(\frac{C_a}{F} \right) \times 10^6 \quad [otáček] \quad (4)$$

3.5 Pasivní odpor

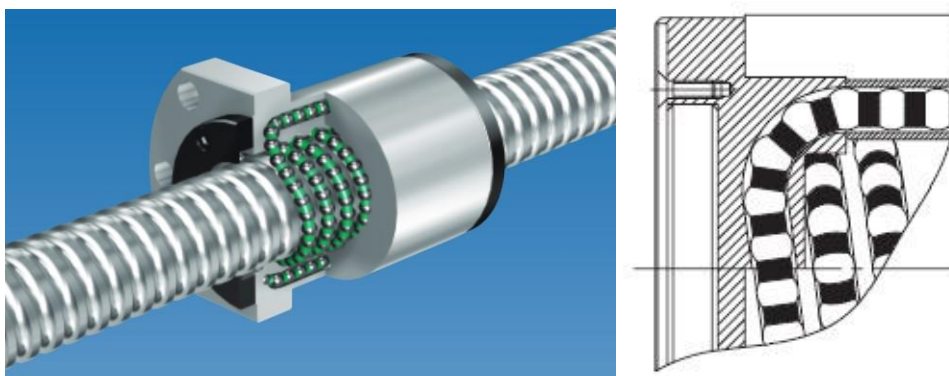
Pasivní odpor je nežádoucí vlastnost všech pohybových mechanismů obráběcích zařízení. Hlavní snahou je zmenšit velikost pasivního odporu na stanovenou hodnotu dle normy ISO 3408-3. Velikost pasivního odporu a tření se odvíjí v závislosti na předepnutí a otáčkách šroubu. Pasivní odpor se měří po montáži šroubu bez ucpávek.



Obr. 11) Průběh pasivních odporů na kuličkového šroubu od firmy KSK Precise Motion [13]

3.6 Hluk

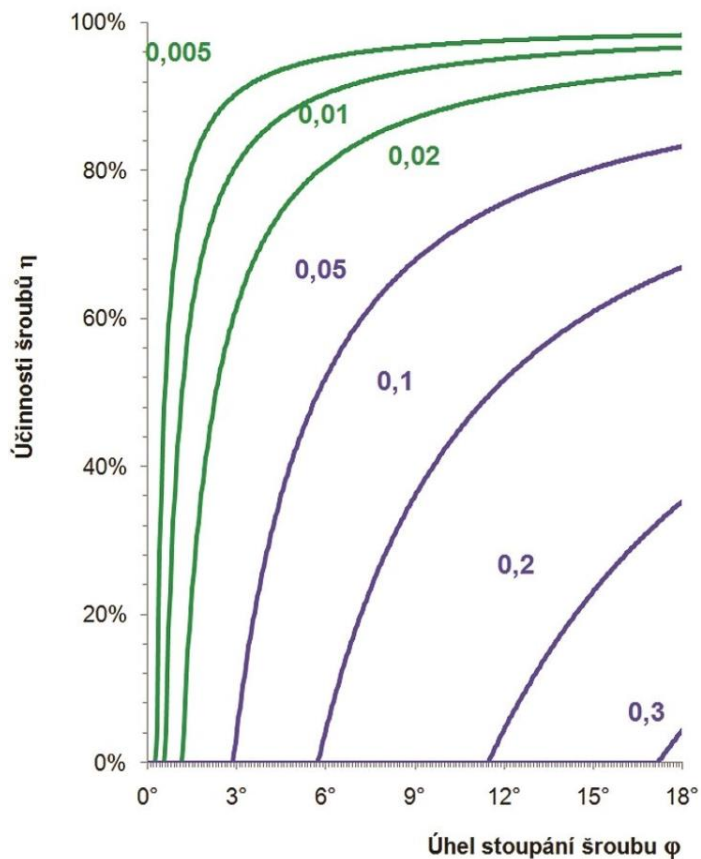
Tichý chod putujících kuliček v matici je vyžadovanou vlastností KŠM. Snížení jednoho prvku soustavy u víceosého stoje se docílí sníží celkové hlučnosti soustavy. Vysoce rychlostní kuličkový šroub SBK s Caged Technology od firmy THK s vícechodým závitem a vysokým stoupáním. V matici obíhají kuličky, které jsou od sebe odděleny tlumiči. Tlumiče mezi kuličkami zabráňují vzájemnému narážení a tření kuliček vůči sobě a také slouží jako zásobárna mazadla. Z důvodů, zabránění vzájemného tření kuliček se docílí, zlepšení průběhu kroutícího momentu kuličkového šroubu a snížení vývinu tepla, vzniklé třením kuliček. Použitím speciálního mazacího tuku AFG lze dosáhnout snížení většího tepla. [14]



Obr. 12) Vysoce rychlostní kuličkový šroub SBK s Caged Technology od firmy THK [14]

3.7 Účinnost

Účinnost KŠM zejména ovlivňuje součinitel tření mezi kuličkou, maticí a hřídelí. U kuličkových šroubů je součinitel tření mnohem příznivější a menší než u trapézových šroubů. Hodnota účinnosti narůstá s vyšším úhlem stoupání, který je využíván do maxima velikosti průměrů středu kuliček určitého šroubu (D_{pw}).



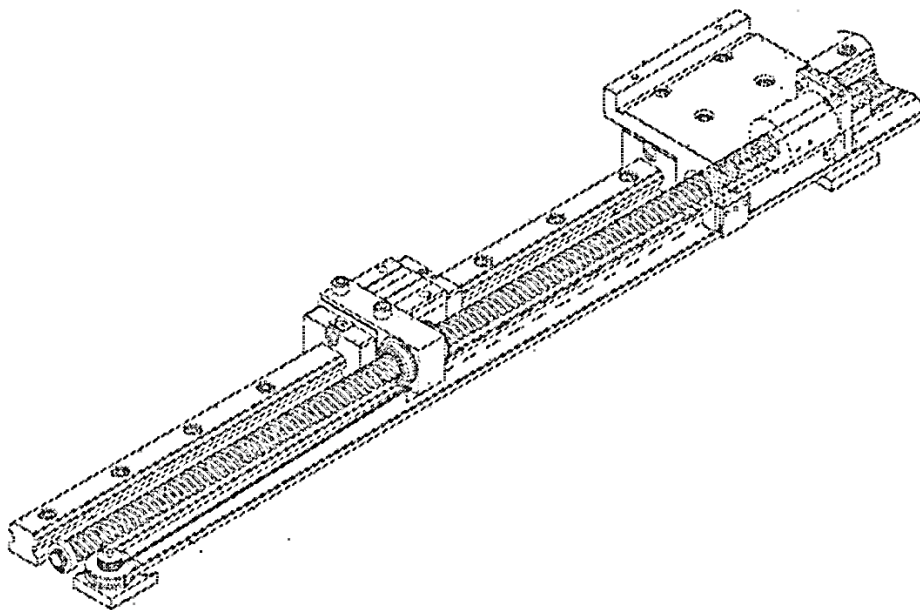
Obr. 13) Účinnost kuličkových a trapézových šroubů, pro rotaci šroubu [15]

4 PATENTY PODPĚR KŠM

Výrobci lineární techniky a obráběcích strojů se také zabývají podpěrou KŠM. V jejich nabízeném standartním sortimentu nelze tuto součást lineární osy nalézt, nicméně se problematikou podpěr zabývají a některé patenty podpěr kuličkového šroubu jsou v této kapitole popsány.

4.1 Aktivní podpěra - HIWIN

Podpěra se skládá z kuličkové matice, která může být s přírubou nebo bez příruby. Matice je namontována nebo nalisována na konzoly, která je připojena na lineární vozík, profilového lineárního vedení. Tato podpěra je schopna se po šroubu lineárně pohybovat. K suportu je připojen řemen, který otáčí hnací kolo řídicí jednotky podpěry. Řídicí jednotka podpěry se skládá z hnacího a hnaného kola. Ke hnanému kolu je připojena přes navíjecí lano podpěry. Hnací a hnané kolo se otáčejí synchronně avšak mají různé průměry, tedy i jiné obvodové rychlosti, díky tomu se suport a podpěra pohybují vůči sobě různými rychlostmi. Pro splnění potřeby různých aplikací na posuvů, lze poměr průměrů různě měnit, aby bylo dosaženo ideálních požadavků. [16]



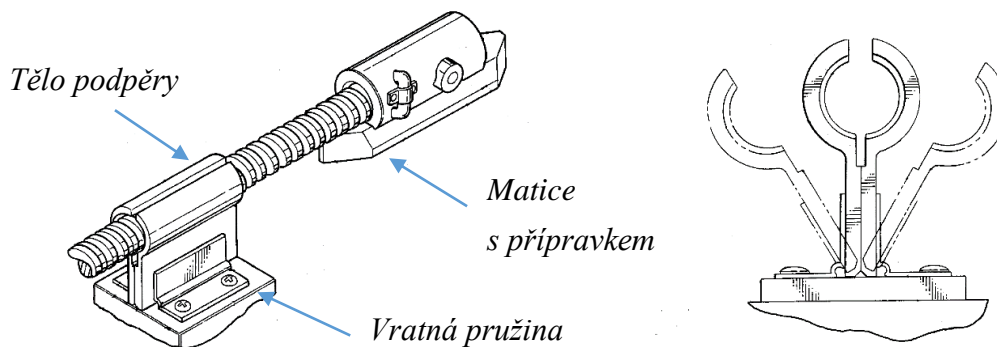
Obr. 14) Aktivní podpěra kuličkového šroubu od HIWIN [16]

4.2 Statická podpěra - Thomson

Podpěru tvoří základní tělo, které je připevněno k základnímu rámu. V základním těle je umístěná pružina a na pružině je přidělena aktivní část podpěry, podpírající šroub. Aktivní část má tvar hranolu s nakloněnou rovinou a s vybráním pro umístění šroubu. Matice má přípravek, kterým stlačí aktivní část podpěry z místa podepření a matice volně projde, aniž by došlo k jejímu poškození. [17]

4.3 Statická podpěra – Thomson

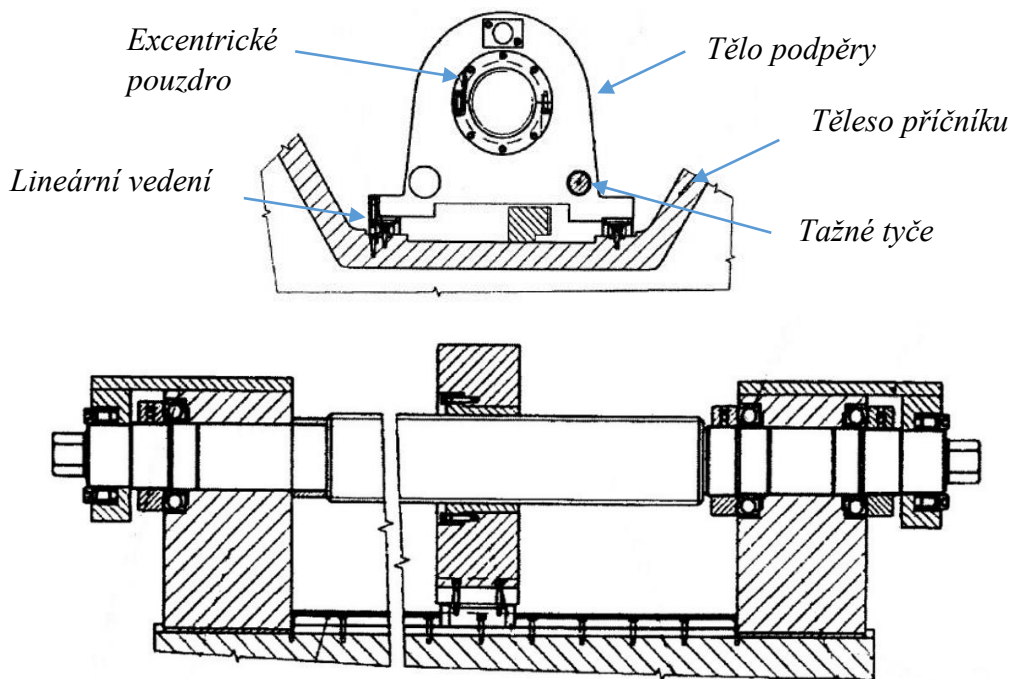
Podpěra statického charakteru, kde se hlavní tělo skládá ze dvou symetrických částí. Obě části podpěry jsou připojeny k základu pomocí rovinné vratné pružiny. Tyto pružiny zajišťují rozevření těla podpěry. Matice je vybavena přípravkem, umístěným na matici, který rozevře podpěru. Podpěra umístěná k základu po njetí maticového přípravku do drážky podpěry, se rozevře a matice se volně posune. [18]



Obr. 15) Statická podpěra kuličkového šroubu od Thomson [18]

4.4 Aktivní podpěra – TOSHULIN

Firma TOSHULIN navrhla posuvný mechanismus pro saně suportu upravené na příčník velkého obráběcího stroje, zejména pro svislý soustruh. Provedení posuvového systému je tvořeno pomocí uloženého neotáčejícího kuličkového šroubu a poháněné matice. Zdvih příčníku je pro kuličkový šroub dlouhý, proto je posuvový mechanismus doplněn podpěrrou kuličkového šroubu. Podpěru tvoří hlavní tělo, ve kterém je vloženo excentrické pouzdro a je připojena k lineárnímu vedení tělesa příčníku. Pomocí podpěry vůči suportu je realizován pomocí táhel připevněných k matici a suportu. [19]



Obr. 16) Aktivní podpěra kuličkového šroubu od TOSHULIN [19]

5 PARAMETRY OVLIVŇUJÍCÍ DÉLKU KŠM

Obráběcí stroje a jiné stroje s dlouhým zdvihem ve kterých je uložen KŠM mohou narážet na nedostatky kuličkového šroubu mezi které patří omezená celková délka šroubu.

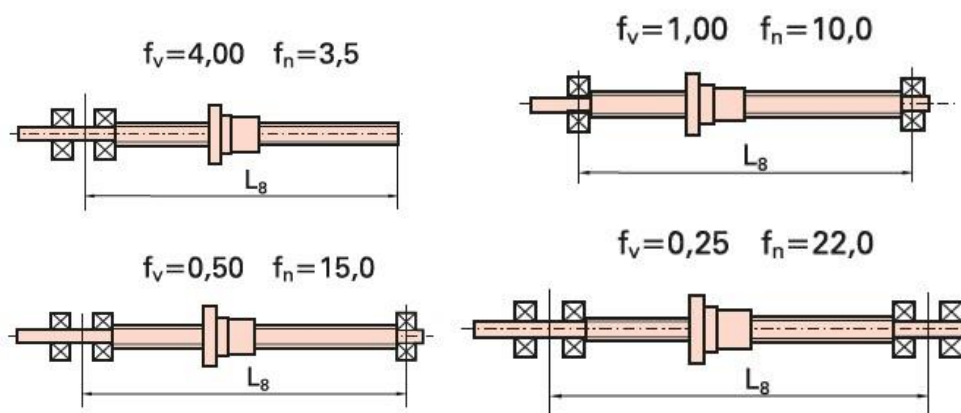
KŠM s dlouhým zdvihem lze posuzovat podle dvou parametrů, které mají vliv na průhyb hřídele šroubu. Tyto parametry, spolu souvisí a navzájem se doplňují.

- Průhyb hřídele kuličkového šroubu
- Délkový poměr

Pokud dochází k překročení délkový poměru, vzniká rizikový průhyb hřídele šroubu. Rizikový průhyb může způsobit deformaci matice a dráhy závitu, zvyšuje únavové poškození a celkové snižování životnosti, účinnosti a přesnosti KŠM. V této kapitole bude popsán délkový poměr a zhotoven výpočet průhybu kuličkového šroubu podle pružnosti.

5.1 Průhyb hřídele kuličkového šroubu

Hmotnost hřídele kuličkového zcela zásadně ovlivňuje průhyb, který způsobuje větší opotřebení matice a její části, snižuje účinnost, trvanlivost a přesnost lineárního mechanismu. Na velikosti průhybu se také podílí uložení šroubu. Tabulka níže, uvádí dané hodnoty vlastností jednotlivých uložení šroubu dle KSK PM. Součinitel f_v slouží ve výpočtu maximálního axiálního zatížení vzhledem ke vzpěrné tuhosti hřídele kuličkového šroubu. Součinitel f_n se využívá ve výpočtu kritických otáček hřídele kuličkového šroubu.



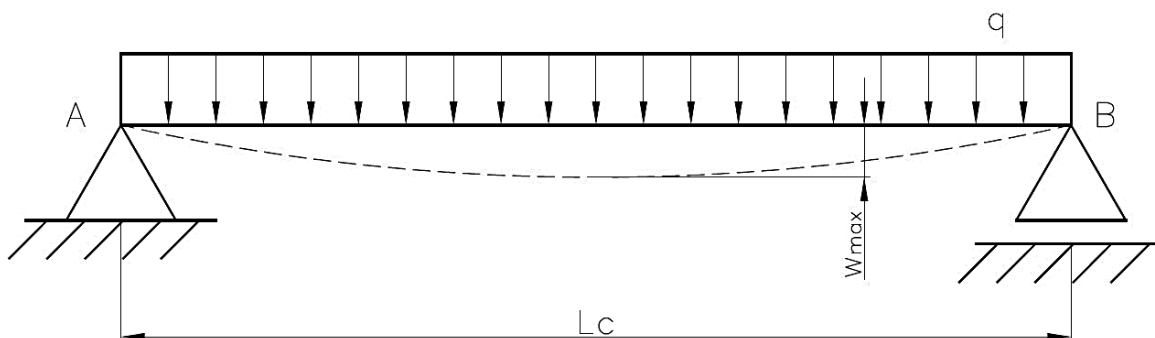
Obr. 17) Uložení kuličkového šroubu [9]

Pro výpočet průhybu hřídele kuličkového šroubu jsou uvedeny dvě možnosti uložení:

- Volné uložení hřídele kuličkového šroubu na prizmatech
- Pevné uložení hřídele oboustranně v axiálních ložiscích

5.1.1 Průhyb hřídele kuličkového šroubu při volném uložení

Pro výpočet průhybu hřídele kuličkového šroubu uloženého na prizmatech se volí řešení analytického výpočtu podle pružnosti pevnosti. Hřídel kuličkového šroubu je nahrazen nehmotným prutem. Uložení na prizmatech je nahrazeno rotační a obecnou vazbou. Zatížení vlastní vahou lze modifikovat liniovým zatížením po celé délce prutu.



Obr. 18) Staticky určitý prut liniově zatížen

Řešení průhybu statické úlohy dle pevnosti a pružnosti:

$$x \in \langle L_c/2 \rangle; w_{max}(x) = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(\frac{q \cdot x^4}{24} - \frac{q \cdot L_c \cdot x^3}{12} + \frac{q \cdot L_c^3 \cdot x}{24} \right) [mm] \quad (5)$$

E [MPa] – Modul pružnosti v tahu

J [kgm²] – Moment setrvačnosti šroubu

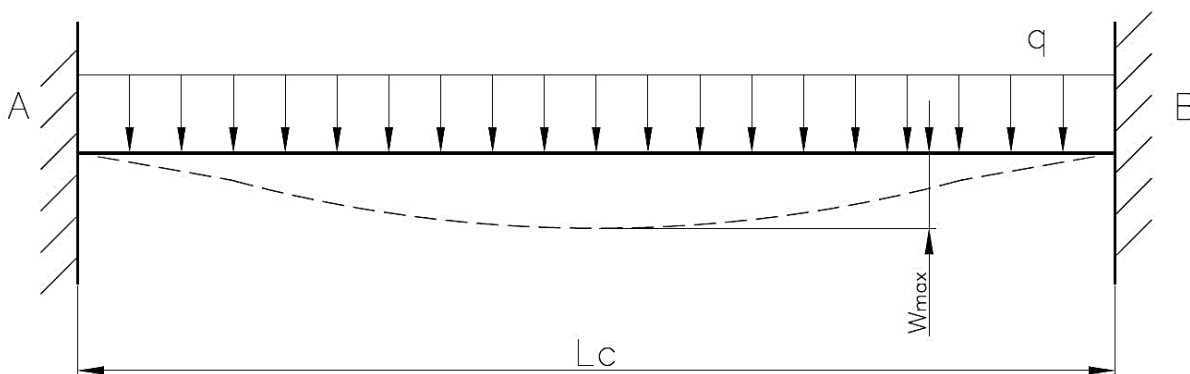
q [N·m⁻¹] – Liniové zatížení (vlastní tíha)

x [mm] – Určitá délka šroubu od A

L_c [mm] – Celková délka šroubu

5.1.2 Průhyb hřídele kuličkového šroubu při pevném uložení

Hřídel kuličkového šroubu uloženém v axiálních ložiscích lze modifikovat jako nehmotný prut oboustranně vetknutý. Zatížení vlastní vahou lze nahradit liniovým zatížením po celé délce prutu. Konce prutu jsou pevně ukotveny a dochází k menšímu průhybu než u volném uložení v 5.1.1.



Obr. 19) Staticky neurčitý prut liniově zatížen

Řešení průhybu statické úlohy dle pevnosti a pružnosti:

$$x \in \langle L_c/2 \rangle; w_{max}(x) = \frac{q \cdot L_c^4}{384 \cdot E \cdot J} [mm] \quad (6)$$

5.2 Délkový poměr

Délkový poměr se skládá z podílu celkové délky a jmenovitého průměru hřídele kuličkového šroubu, viz. vztah (7). Hodnota poměru musí být menší jak hodnota 40, určená výrobcí kuličkových šroubů. Při překročení této hodnoty hřídele kuličkového šroubu lze konstatovat, nevhodnost jednoho ze dvou parametrů, vzhledem ke zvýšenému průhybu ohybové čáry kuličkového šroubu. Jmenovité průměry šroubu d_0 v Tab 3) jsou dány normou ISO 3408, další hodnoty w_{max} jsou vypočítány podle pružnosti a pevnosti.

$$\frac{L_c}{d_0} < 40 \quad (7)$$

Tab 3) Průhyb hřídele kuličkového šrouby při $(L_c/d_0) = 40$

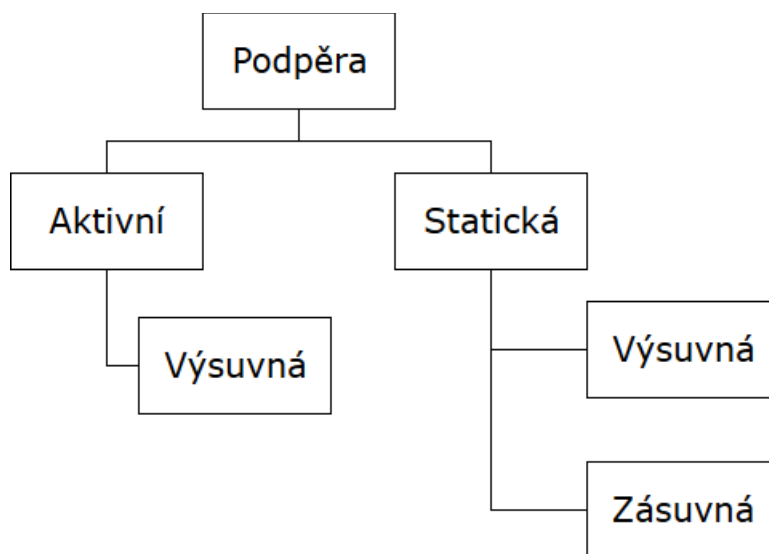
$d_0 [mm]$	$L_c [mm]$ (při $L_c/d_0 = 40$)	$w_{max} [mm]$ (při volném uložení)	$w_{max} [mm]$ (při pevném uložení)
32	1280	0,199	0,040
40	1600	0,311	0,062
50	2000	0,486	0,097
63	2520	0,771	0,154
80	3200	1,244	0,249
100	4000	1,943	0,389
125	5000	3,036	0,607
140	5600	3,809	0,762

6 NÁVRH PODPĚRY KŠM

Kuličkové šrouby jsou dimenzovány na axiální zatížení jenže šrouby s dlouhým zdvihem jsou limitovány vlastní délkou. Při překročení délkového poměru $\frac{L_c}{d_0} < 40$ definovaném od výrobců kuličkových šroubů, se musí předpokládat deformace v radiálním směru daného hřídele kuličkového šroubu vlastní vahou. Z důvodů nežádoucího průhybu, dochází k narůstání frekvence chvění (vibracím), které se musí eliminovat u KŠM užívaných k přesnému polohování. Podpěry použité u šroubů s dlouhým zdvihem snižují délkový poměr a průhyb, tedy snižování nežádoucího chvění soustavy.

Navrhované podpěry jsou dvojího typu:

- Aktivní podpěra – má charakter činného prvku, které je schopen se pohybovat vůči pohybující se matici rotujícího hřídele kuličkového šroubu.
 - Výsuvná
- Statická podpěra – podpěra oproti aktivní podpěře není vůči hřídeli kuličkového šroubu v pohybu. Jednotlivé části podpěry jsou navrženy tak, aby při projezdu tělesa maticové jednotky v místě umístění podpěry nedošlo k nárazu a poškození mechanismu lineárního posuvu.
 - Výsuvná
 - Zásuvná



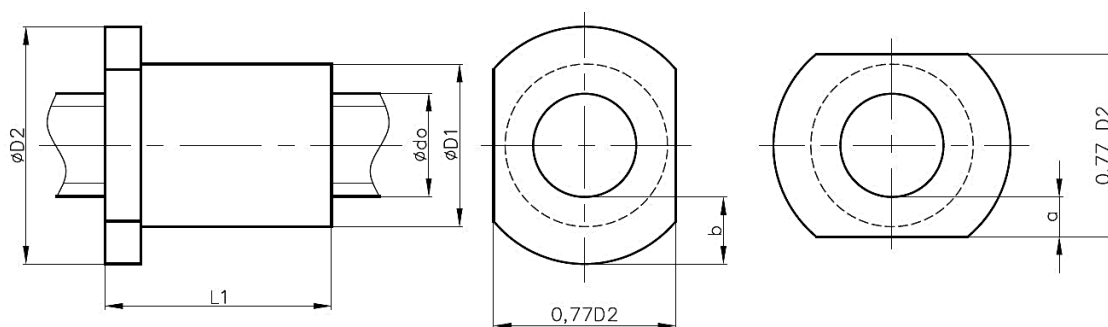
Obr. 20) Schéma rozdělení podpěr KŠM

6.1 Rozměry matic

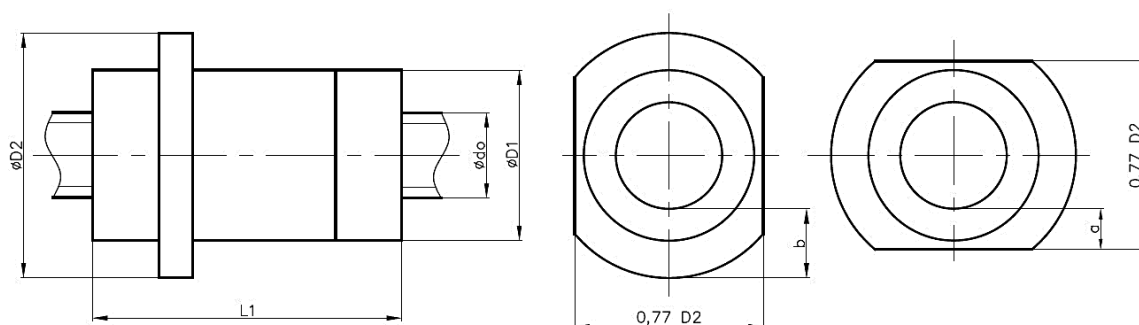
Podpěry budou navrhované pro výrobce kuličkových šroubů a trapézových šroubů KSK Kuřim Precise Motion. Jak aktivní, tak i statické podepírající jednotky budou navrhované tak aby, nedošlo ke kolizi mezi podpěrou a maticí, připevněné k suportu stolu obráběcího stroje. Jsou vybrány tři typy matic AP, APR a APVR, které jsou nejčastější vyráběné druhy a jejich rozměry budou složité jako základní parametry pro jednotlivé podpěrné jednotky. Mezi parametry ovlivňující rozměry matice jsou průměr kuličky a počet pracovních závitů

Základní katalogové rozměry tělesa maticové jednotky s přírubou od KSK Precise Motion:

- D_1 [mm] – jmenovitý průměr matice
- D_2 [mm] – jmenovitý průměr příruby matice
- L_1 [mm] – jmenovitá délka matice
- a [mm] – rozměr sražení příruby ke jmenovitému rozměru matice
- b [mm] – rozměr průměr příruby matice ke jmenovitému rozměru matice



Obr. 21) Rozměry tělesa maticové jednotky typu AP a APR



Obr. 22) Rozměry tělesa maticové jednotky APVR

Matice typu AP jsou matice s přírubou vybavené deflektory s převáděcími lůžky, radiálními nebo axiálními segmenty, které lze předepnout distančním kroužkem vloženým mezi dvě matice viz. kapitola 2.3. Matice typu APR jsou s přírubou, vybaveny s deflektory výše uvedenými, které lze předpnout diferencí mezi závity viz. kapitola 2.3. Lze říci, že provedení AP a APR mají stejné rozměry ale jinou technologii výroby převáděcího mechanismu kuliček. Provedení APVR je matice s víčkovým převaděčem, díky tomu jsou rozměry matice větší. Rozměry D_1 , D_2 , L_1 a, b budou základní parametry pro minimální rozměry podpěr pro jmenovitý KŠM.

Tab 4) Tabulka rozměrů matic typu AP a APR – radiální segment

d_0 [mm]	D_1 [mm]	D_2 [mm]	$0,77 D_2$ [mm]	a [mm]	b [mm]
40	65	92	70,84	15,42	26
50	82	115	88,55	19,275	32,5
63	106	145	111,65	24,325	41
80	125	165	127,05	23,525	42,5

Tab 5) Tabulka rozměrů matic typu AP a APR – lůžko

d_0 [mm]	D_1 [mm]	D_2 [mm]	$0,77 D_2$ [mm]	a [mm]	b [mm]
32	50	80	61,6	14,8	24
40	63	92	70,84	15,42	26
	70	100	77	18,5	30
50	75	110	84,7	17,35	30
63	90	130	100,1	18,55	33,5
	95	135	103,95	20,475	36
80	110	150	115,5	17,75	35
	125	165	127,05	23,525	42,5
100	150	202	155,54	27,77	51
125	170	213	164,01	19,505	44
140	220	285	219,45	39,725	72,5
160	230	297	228,69	34,345	68,5



Obr. 23) APR matice [4]

Tab 6) Tabulka rozměrů matic typu APVR

d_0 [mm]	D_1 [mm]	D_2 [mm]	$0,77 D_2$ [mm]	a [mm]	b [mm]
40	70	100	88	24	30
50	80	115	101,2	25,6	32,5
63	95	140	107,8	22,4	38,5
	105	150	115,5	26,25	43,5
80	125	165	127,05	23,525	42,5
	130	170	130,9	25,45	45



Obr. 24) Matice typu APVR [4]

Rozdělení jmenovitých průměrů hřídele kuličkového šroubu do skupin

Rozdělení matic do skupin je z důvodů, aby se docílilo vzájemné návaznosti standartních rozměrů KŠM a standartních rozměrů podpěr, které budou stavebnicového charakteru. Skupiny jsou rozděleny podle jmenovitých rozměrů hřídele kuličkového šroubu.

Rozdělení $\varnothing d_0$ [mm] do skupin:

- Skupina A
 - 32
 - 40
- Skupina B
 - 50
 - 63
- Skupina C
 - 80
 - 100
- Skupina D
 - 125
 - 140
 - 160

Tab 7) Velikost zatížení od vlastní tíhy hřídele kuličkového šroubu při maximální délce šroubu s jednou podpěrou, podle délkového poměru viz. kapitola 5.2

d_0 [mm]	L_{c1} [mm]	F_{z1} [N]
	při 1 podpěře	při 1 podpěře
32	2 560	158
40	3 200	308
50	4 000	601
60	5 040	1 203
80	6 400	2 462
100	8 000	4 808
125	10 000	9 390
140	11 200	13 193
160	12 800	19 693

6.2 Aktivní podpěra – výsuvná

Aktivní výsuvná podpěra zajišťuje motoricky řízený pohyb v rozsahu pracovního zdvihu. Mechanismus využívá převod rotačního pohybu na přímočarý, pomocí trapézového šroubu. Základní prvky podpěry:

- Rám podpěry
- Trapézový šroub
- Matice trapézového šroubu
- Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem
- Vedení podpěry
- Tělo podpěry
- Koncový efektor
- Řemenový převod
- Pohon

Základní prvky podpěry tvoří rám, ve kterém je uložen převod rotačního pohybu na přímočarý. V rámu je vložen trapézový šroub letného uložení ve dvojici ložisek s kosoúhlým stykem. Matice namontována na šroub uložená ve vedení tvoří hlavní akční člen podpěry. V matici je našroubováno tělo podpěry, které podpírá koncový efektor. Pohon tvoří servopohon a kroutící moment přenáší řemenový převod.

6.2.1 Rám podpěry

Rám podpěry tvoří dvě části, úložná a nosná. Úložná část má tvar válce, ve kterém jsou uloženy akční prvky podpěry, tj. trapézový šroub, matice, tělo podpěry, koncový efektor uložení ložisek a také kluzné vedení trapézové matice. Rozměry válce úložného tělesa se odvíjí od rozměrů trapézového šroubu, respektive rozměrů matice, které ovlivňuje velikost zatížení a délky zdvihu. Zdvih podpěry souvisí se zástavbovými rozměry lineárního mechanismu stroje a uložení tělesa maticové jednotky k suportu. Úložná část je připojena šrouby k nosné části rámu.

Nosnou část tvoří oválný tvar. Uvnitř je umístěn řemenový převod a na vnější části pohon. Délka nosné části závisí na minimální rozteči řemenic a na velikosti úložné části a šířka se odvíjí od průměrů řemenových kol a průměru válce úložné části. Nosná část má spodní víko, které se připojí na závěr montáže podpěry.

Nosnou část lze vyrobit třískovým obráběním, tj. pro menší rozměry rámu podpěry nebo jako svařovanou konstrukci, která se následně zakryje plechy. Podle technologie výroby se zvolí polotovary rámu. Konstrukční materiál 11 600, která není vhodná jak pro svařování, nebo konstrukční ocel vyšší třídy 14 220, kterou lze obrábět i dobře svařovat.

6.2.2 Trapézový šroub

Trapézový šroub s lichoběžníkovým závitem rovnoramenným dle ČSN 01 4050 je standardní konstrukční prvek, i když v dnešní době méně užívaný, slouží pro převod rotačního pohybu na přímočarý s nízkou účinností danou vlastním principem, která je kompenzována samosvorností mechanismu. Díky této vlastnosti nemusí být pohon pohánějící trapézový šroub vybaven brzdou. Hřídele výrobců jsou standardně vyráběny z oceli o jakosti 14 260 a CF 53 bez tepelného zpracování.

Návrhový výpočet pro trapézový šroub:

Dovolený tlak v závitu – dle KSK Kuřim Precise Motion [9]

$$p_{dov} = 5 \quad [N \cdot mm^{-2}] \quad (8)$$

Maximální otáčky – n – Tr šroubu jmenovitého průměru d :

$$n_t = \frac{(v \cdot 1000)}{(d \cdot \pi)} \quad [min^{-1}] \quad (9)$$

v – maximální obvodová rychlost v závitu, $v = 80 \text{ m} \cdot \text{mm}^{-1}$

Maximální posuvová rychlost – s_v – pro stoupání P v mm:

$$s_v = \frac{(n_t \cdot P)}{1000} \quad [m \cdot min^{-1}] \quad (10)$$

Tlak – p – v Tr závitu:

$$p = \frac{F_z}{(0,75 \cdot \pi d_2 \cdot (d - d_2) \cdot \frac{L_z}{P})} \quad [N \cdot mm^{-2}] \quad (11)$$

d [mm] – jmenovitý průměr trapézového šroubu

d_2 [mm] – stření průměr závitu trapézového šroubu

L_z [mm] – délka závitu v matici

P [mm] – stoupání

Tab 8) Tabulka rozměrů trapézového závitu

		Rozměry trapézového závitu Tr $d \times P$					
d_0 [mm]	$F_{zI_{max}}$ [N]	d [mm]	P [mm]	d_2 [mm]	d_3 [mm]	H_1 [mm]	p [N·mm ⁻²]
32-40	308	18	4	16	13,5	2	0,37
50-63	1203	18	4	16	13,5	2	1,45
80-100	4808	30	6	27	26	3	3,29
125-140	13200	40	7	36,5	32	3,5	4,1

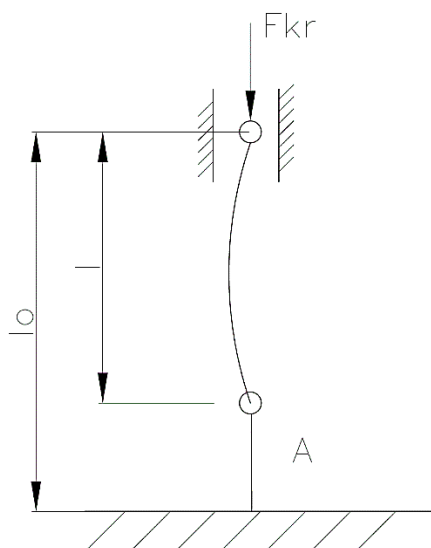
Kontrola vzhledem k mezi vzpěrné stability – pružný vzpěr:

K porušení stability dochází v pružné části, tj. napětí od zatěžujících sil ležící pod mezí úměrnosti σ_u materiálu prutu. Výpočet vzpěrné pevnosti přímých prutů se odvíjí z Eulerových vztahů pro vzpěrnou stabilitu. [20]

Podmínka:

$$\lambda = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_u}} \geq \lambda_m \quad (12)$$

λ_m se určí podle mezní štíhlosti jednotlivých materiálů



Obr. 25) Způsob uložení – jeden konec upnutý, druhý vedený v ose tyče

Redukovaná délka prutu:

$$l_0 = \frac{l}{\sqrt{2}} \quad [mm] \quad (13)$$

l [mm] – délka šroubu

Kvadratický moment kruhového průřezu

$$J_{min} = \frac{\pi \cdot d_{min}^4}{64} \quad [mm^4] \quad (14)$$

$$d_{min} = d_3 \quad [mm] \quad (15)$$

d_3 [mm] – průměr dřívku trapezového šroubu

Poloměr setrvačnosti:

$$i = \frac{d_{min}}{4} \quad [mm] \quad (16)$$

Štíhlostní poměr:

$$\lambda = \frac{l_0}{i} \quad [-] \quad (17)$$

Kritická síla:

$$F_{kr} = \frac{2\pi^2 \cdot E \cdot J_{min}}{l^2} \quad [N] \quad (18)$$

Výpočet kroutícího momentu:

Kroutící moment nutný k uvedení systému šroubu a matice do pohybu, se vypočte podle rovnice dle [21]:

$$M_k = \frac{F_z \cdot P}{2000 \cdot \pi \cdot \eta} \quad [Nm] \quad (19)$$

η – účinnost systému šroubu a matice

Výpočet zanedbává působení třecích sil v ložiscích a kluzném vedení, proto výrobce doporučuje navýšení teoretické hodnoty o 20÷30 %.

Potřebný kroutící moment

$$M_{kt} = M_k \cdot 1,3 \quad [Nm] \quad (20)$$

Výkon – minimální potřebný výkon

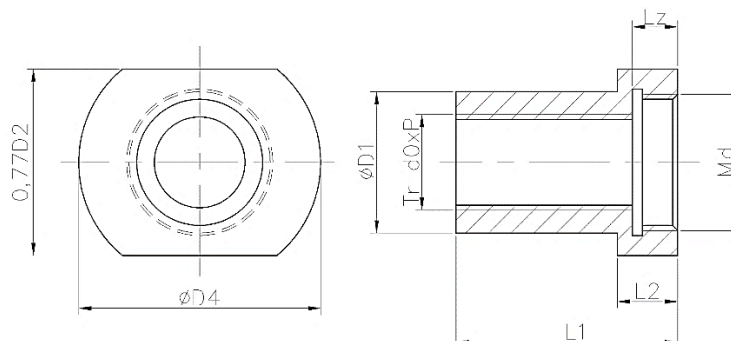
$$P_t = \frac{M_{kt} \cdot n}{9550} \quad [kW] \quad (21)$$

Tab 9) Tabulka potřebného kroutícího momentu a výkonu pohonu při zatížení podpěry F_{z1}

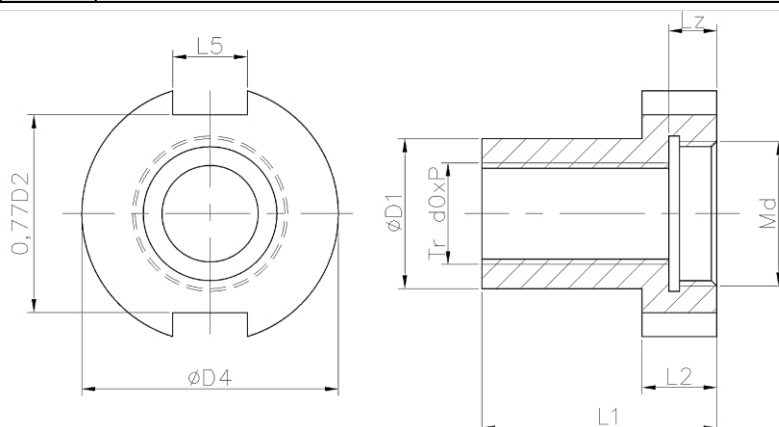
d_0 [mm]	F_{z1} [N]	P [mm]	M_{kt} [Nm]	P_t [kW]
32-40	308	4	0,5	0,06
50-63	105	4	2	0,3
80-100	4 810	6	12,8	1,14
125-140	13 200	7	44,6	3
160	19 700	8	78,5	4,4

6.2.3 Těleso maticové jednotky

Těleso maticové jednotky trapézového šroubu tvoří hlavní dílec přenášející axiální síly. Matice jsou navrženy s přírubou se stražením nebo s drážkou, sloužící pro uložení vedení. Z čela příruby je vyřezán závit pro našroubování tělesa podpěry. Doporučený materiál od výrobců pro matice jsou tyče ČSN 423018 (CuSn8), odlitky ČSN 423123 (CuSn12) a litina ČSN 422425.



Obr. 26) Matice trapézového šroubu se sražením



Obr. 27) Matice trapézového šroubu s drážkou

Tab 10) Tabulka rozměrů trapézové matice

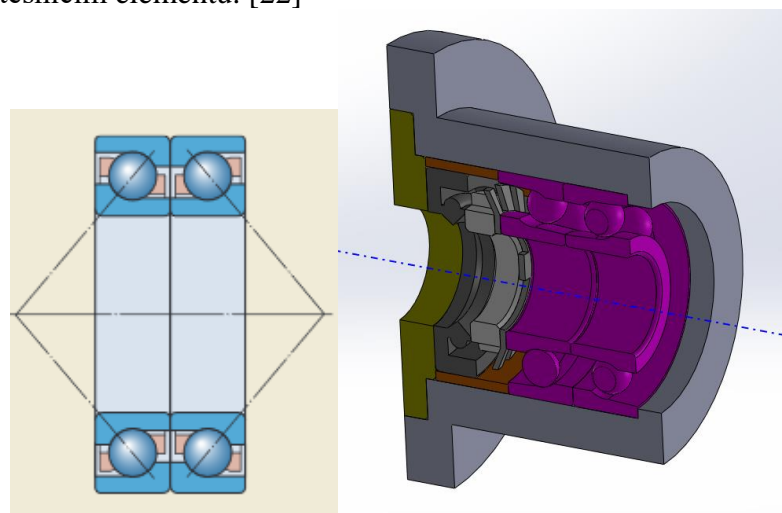
$Tr\ d \times P$	D_1 [mm]	D_4 [mm]	L_1 [mm]	L_2 [mm]	Md	L_5 [mm]
$Tr\ 18 \times 4$	28	48	46	14	27	14
$Tr\ 30 \times 6$	38	62	50	16	42	16
$Tr\ 40 \times 7$	63	95	75	20	52	18

6.2.4 Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem

Ložiska, pro uložení trapézového šroubu jsou zvoleny kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. Tyto ložiska jsou schopna přenášet velká axiální zatížení a jsou vhodné vzhledem ke svým zástavbovým rozměrům. Zvolená varianta se skládá z uložení dvojice ložisek zády k sobě, tj. do tvaru „O“, kde axiální zatížení převládá v jednom směru. K mazání ložisek je použita tuková náplň, která vydrží celou trvanlivost ložiska.

Ložiska jsou uložena v ložiskové přírubě a pojištěny kruhovou maticí proti axiálnímu posuvu. Aby nedocházelo k úniku maziva z ložiskové příruby na řemen, je hřídel utěsněna hřídelovým těsnícím kroužkem. Proti vyklouznutí gufera z ložiskové příruby slouží víčko ložiskové příruby připojené šrouby k tělesu příruby.

Rozměry ložiskové příruby se odvíjí od použitých ložisek, jejich zajištění vůči axiálnímu posuvu a použitým těsnícím elementu. [22]



Obr. 28) Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem uložena do tvaru „O“ [22] a jejich uložení v ložiskové přírubě

Výpočet minimálního axiálního zatížení:

Výpočet minimálního axiálního zatížení ložiska se provádí na základě informací a doporučených výpočtů v technické dokumentaci SKF. [22]

Dynamická únosnost:

$$C = 1,62 \cdot C_{\text{jednotlivého ložiska}} \quad [kN] \quad (22)$$

Statická únosnost:

$$C_o = 2 \cdot C_o \text{ jednotlivého ložiska} \quad [kN] \quad (23)$$

Minimální axiální zatížení uložených ložisek do tvaru „O“

$$F_{rm} = k_a \frac{C_o}{1000} \cdot \left(\frac{n \cdot d_m}{100\,000} \right)^2 \quad [kN] \quad (24)$$

Minimální radiální zatížení uložených ložisek do tvaru „O“

$$F_{rm} = k_r \left(\frac{v \cdot n_t}{1\,000} \right)^{2/3} \cdot \left(\frac{d_m}{100} \right)^2 \quad [kN] \quad (25)$$

$$d_m = 0,5 \cdot (d_L + D_L) \quad [mm] \quad (26)$$

C [kN] – statická únosnost ložiska

C_o [kN] – dynamická únosnost ložiska

v [mm²·s⁻¹] – viskozita oleje při provozní teplotě

n_t [min⁻¹] – otáčky trapézového šroubu

d_L [mm] – malý průměr ložiska

D_L [mm] – velký průměr ložiska

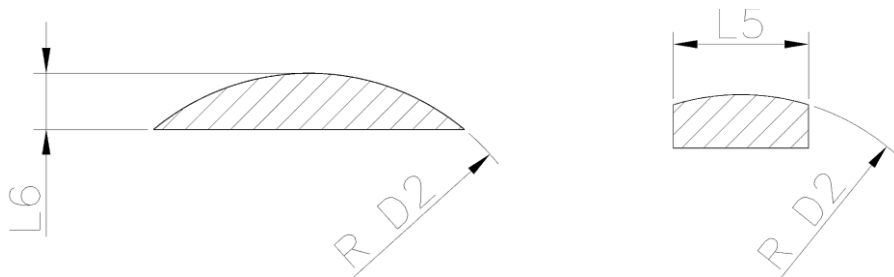
d_m [mm] – střední průměr ložiska

k_a [-] – součinitel minimálního axiálního zatížení, udávané výrobcem

k_r [-] – součinitel minimálního radiálního zatížení, udávané výrobcem

6.2.5 Kluzné vedení

Vedení je umístěno na obvodu vnitřního válce úložné části rámu podpěry. Vedení má dva typy tvarů, z důvodu dvou variant matic. Profil tvaru „U“ patří pro matici se stražením příruby a profil tvaru „D“ patří pro matici s drážkou pro vedení. Tyto varianty kluzného vedení jsou navrženy z důvodů malých zástavbových rozměrů. Materiály vhodné pro vedení trapézové matice výsuvné podpěry jsou kalená ocel a litina, které dosahují dostatečných hodnot únosnosti plochy a mají shodné provozní vlastnosti.

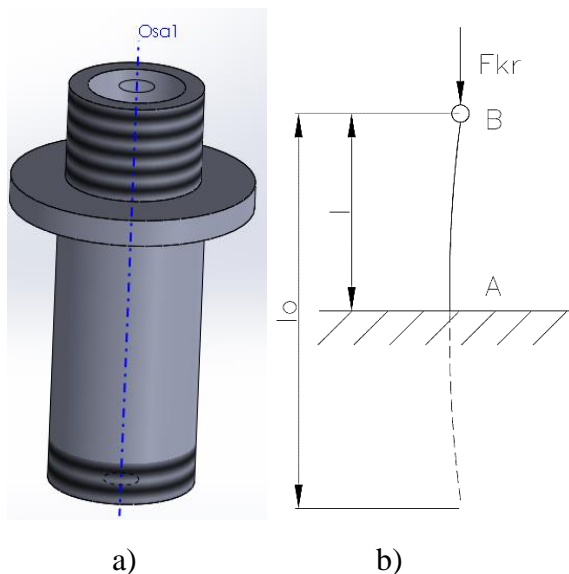


Obr. 29) Vedení tvaru „U“ a tvaru „D“

6.2.6 Tělo podpěry

Tělo podpěry je součást kruhového profilu s osazením, která se přišroubuje do tělesa matice. Na vnější stranu osazení se ustaví horní efektor, který se při montáži umístí do správné polohy, následně se dotáhne kruhovou maticí, aby se docílilo ideálního ustavení horního efektoru vůči hřídeli kuličkového šroubu.

Tato součást je namáhána na vzpěr a musí se zkontrolovat vzhledem meznímu stavu vzpěrné pevnosti. Ve výpočtu kontroly vzhledem k mezi vzpěrné stability se tělo podpěry uložené v matici zjednoduší, na vetknutý prut s jedním koncem upnutým druhým volným. Při minimálním zdvihu, tj. vzdálenost – a viz. kapitola 6.1 a výšce horního efektoru nedochází k překročení kritického napětí.



Obr. 30) a) Tělo podpěry s horním osazením, b) způsob uložení prutu

Kontrola vzhledem k mezi vzpěrné stability – pružný vzpěr:

Výpočet vzhledem k mezi vzpěrné stability je popsán v kap. 6.2.2, platí i pro tento případ ale liší se pouze v redukované délce prutu a kritické síle působící na prut.

Redukovaná délka prutu s volným koncem:

$$l_0 = 2l \quad [mm] \quad (27)$$

Kritická síla prutu (těla podpěry) s volným koncem:

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{min}}{4 \cdot l^2} \quad [N] \quad (28)$$

Rozměry těla podpěry, tj. délka a průměr, závisí na kritické zátěžné síle a současně na rozměrech trapézové matice, ve které se tělo aktivní výsuvné podpěry uchycuje.

6.2.7 Horní efektor

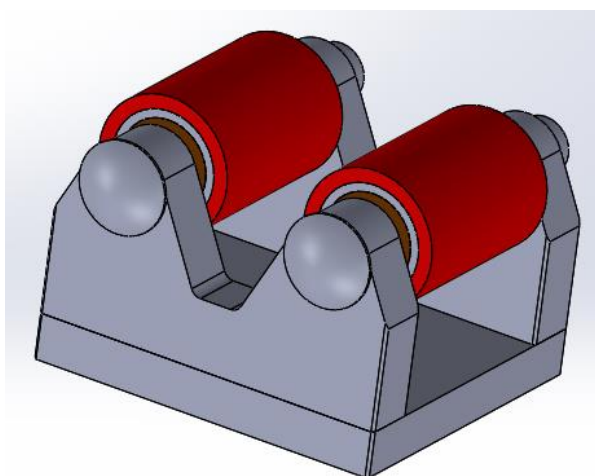
Horní efektor je v přímém kontaktu s rotujícím šroubem. Efektor má dvě varianty provedení. První varianta se skládá z polyamidových válečků uložených v domcích, které se otáčí synchronně se šroubem, a proto nedochází k vysokému opotřebení a tření. Druhou variantu tvoří prizma s destičkami z polyamidu. I když dochází k teplenému zatížení destiček, polyamid si udržuje velmi dobrou stálost rozměrů.

Vlastnosti polyamidu

Polyamidy obsahují relativně velký podíl vody, který se v závislosti na typu a oblasti užití může dle relativní vlhkosti vzduchu měnit. Přidáním krátkých skelných vláken během procesu výroby výrazně zvýší pevnost a tuhost produktů (např. PA 6,6). Podíl skelných vláken zvýší i ohebnost a tvarovou stálost při zahřátí. U polyamidů opatřených skelným vláknem je roztažnost velmi malá. Celkově polyamidy mají malé koeficienty tření a nízký sklon k opotřebení. [23]

Tab 11) Mechanické vlastnosti polyamidu PA6,6 dle HEYMAN [23]

<i>Vlastnosti</i>	<i>Jednotky</i>	<i>Hodnoty</i>
<i>Hustota</i>	[kg·m ⁻²]	1140
<i>Pevnost v ohybu</i>	[N·mm ⁻²]	80
<i>Ohebnost v lomu</i>	[%]	200
<i>Pevnost v tlaku</i>	[N·mm ⁻²]	110
<i>Modul pružnosti v tahu</i>	[N·mm ⁻²]	2000
<i>Pevnost v tahu</i>	[N·mm ⁻²]	70
<i>Souč. tření s ocelí, za sucha</i>	[-]	0,3



Obr. 31) Horní efektor s válečky

6.2.8 Řemenový převod

Přenos točivého momentu motoru na trapézová šroub je realizován pomocí ozubeného řemenového převodu. Řemenové převody přenášejí potřebný výkon při rovnoběžném uspořádání os řemenic. Jeho výhodou je tlumení rázů motoru a také menší tvorba tepla na rozdíl od převodu ozubenými koly. Převodový poměr je zvolen $i = 1$, otáčky hnacího i hnaného kola jsou stejné ($n_1 = n_2$).

Výpočet pro určení rozměrů řemenového převodu dle technické dokumentace Optibelt [24]:

Celkový koeficient zatížení:

$$c_2 = c_0 + c_3 + c_6 \quad [-] \quad (29)$$

c_0 [-] základní koeficient tření

c_3 [-] koeficient převodového poměru

c_6 [-] provozní koeficient

Ekvivalentní výkon:

$$P_e = P_m \cdot c_2 \quad [kW] \quad (30)$$

P_m [kW] – výkon motoru

Předběžná délka řemenu:

$$L_{f1} = 2 \cdot a + \frac{\pi \cdot (D_{f1} + D_{f2})}{2} + \frac{(D_{f1} - D_{f2})^2}{4 \cdot a} \quad [mm] \quad (31)$$

Stanovení osové vzdálenosti

$$K = \frac{L_f}{4} - \frac{\pi \cdot (D_{f1} + D_{f2})}{2} \quad [mm] \quad (32)$$

$$a_f = K + \sqrt{K^2 - \frac{(D_{f1} + D_{f2})^2}{8}} \quad [mm] \quad (33)$$

a [mm] – předběžná rozteč řemenic

D_{f1} [mm] – vnější průměr řemenic

D_{f2} [mm] – roztečný průměr řemenic

L_f [mm] – předběžná délka řemenu

Počet zubů v záběru:

$$z_z = \frac{z_f}{6} \left(3 - \frac{D_{f1} + D_{f2}}{a_f} \right) \quad [-] \quad (34)$$

Šířka řemenu

$$P_f \cdot c_1 \cdot c_7 \cdot c_8 \geq P_e \quad [N] \quad (35)$$

P_f [kW] – tabelová hodnota výkon řemene dané šířky

c_1 [-] – koeficient záběru zubů

c_7 [-] – koeficient délky řemene

c_8 [-] – koeficient šířky řemenu

Stanovení délky pera řemenice [25]:

Obvodová síla na povrchu hřídele:

$$F_{oh} = \frac{2 \cdot M_k}{D_h} \quad [N] \quad (36)$$

D_h [mm] – průměr zadní části trapézového šroubu

Dovolený tlak na bocích drážek:

$$p_D = g_0 \cdot p_0 \quad [MPa] \quad (37)$$

g_0 [-] – součinitel základní hodnoty tlaku, dle [25]

p_0 [MPa] – základní hodnota tlaku

Výpočet délky pera:

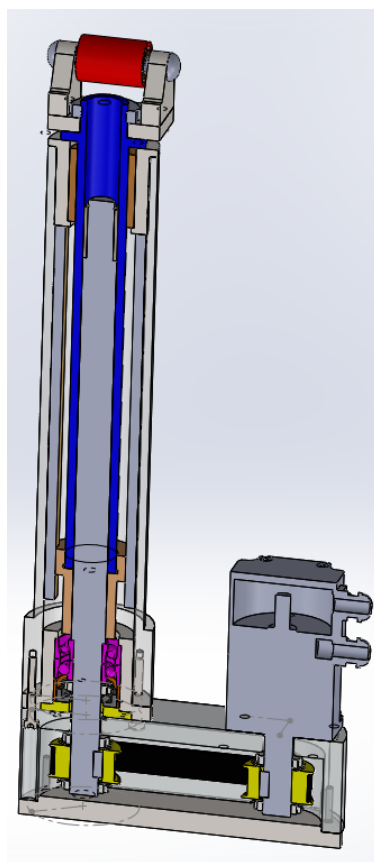
$$p_D \leq \frac{F_{oh}}{t_1(l_p - b_d)} \Rightarrow l_p \quad (38)$$

t_1 [mm] – hloubka drážky, dle ČSN 02 2562

b_d [mm] – šířka drážky, dle ČSN 02 2562

l_p [mm] – délka pera

Podle výše popsanych vztahů, se určí předběžná délka řemenu a následně se vypočítá osová vzdálenost mezi řemenovými koly. Na základě těchto výpočtů lze vybrat vhodná řemenová kola a řemen, které jsou standartních rozměrů.



Obr. 32) Sestava aktivní podpěry

6.3 Statická podpěra – výsuvná

Statická podpěra oproti aktivní nemá žádný akční člen a je mechanickým způsobem odchýlena od kuličkového šroubu, po kterém se pohybuje těleso maticové jednotky. Podpěru tvoří dílčí prvky, které splňují požadavky deformace od zatížení tak i snadného pořízení a výroby. Podpěry jsou navrženy, aby zamezily nežádanému průhybu kuličkového šroubu výše uvedeném.

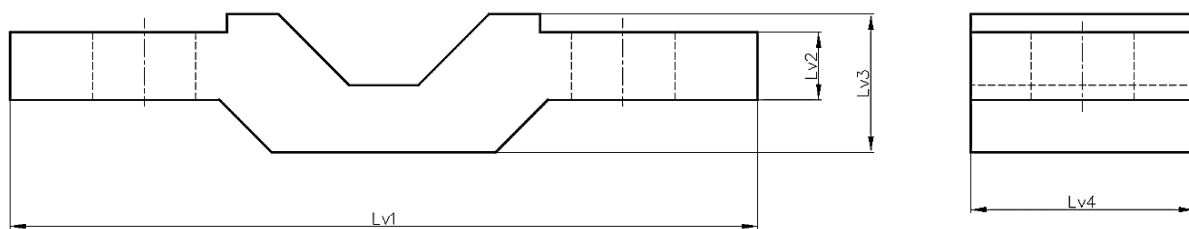
Statická podpěra výsuvná funguje na principu stlačení těla podpěry a zpětného výsuvu celé soustavy. První návrh konstrukce této podpěry se skládal z těla podpěry, ve které byly uloženy kontaktní plochy podpěry, tvořené polyamidovými deskami, vůči hřídeli kuličkového šroubu. Dále v tělese byly vloženy tlačné pružiny kruhového průřezu, které měly charakter trvalého statického zajištění těla podpěry vůči kuličkovému šroubu tak i vratného vysunutí do primární pozice podpěry. Z důvodů velkých rozměrů pružin a následného zvětšení zástavbových rozměrů, se musel vytvořit rozdílný návrh, který splňuje požadavky zajištění stability podpěry.

Druhá navržená varianta má rozdílné prvky v podpírání hřídele kuličkového šroubu a následného zpětného výsuvu. Tato varianta se skládá z:

- Těla podpěry
- Polyamidového kontaktní plochy
- Kleštiny
- Pouzdro kleštiny
- Vodících tyčí
- Tlačných pružin
- Klínové přípravky

6.3.1 Tělo podpěry

Tělo podpěry tvoří základní tvar kvádrového typu s vybráním. Jsou zde vyhotoveny otvory pro kleštinu, závit pro upevnění prstence kleštiny a vybrání pro uložení hřídele kuličkového šroubu. Dále jsou vytvořeny náběžné hrany pro ideální navedení klínových přípravků pro stlačení kleštiny a těla podpěry. Materiál těla podpěry je nelegovaná konstrukční ocel E335, která má vyšší obsah uhlíků. Svařitelnost tohoto materiálu výrobce nezaručuje.



Obr. 33) Návrh nárysu a bokorysu těla podpěry

L_{v1} [mm] – délka těla podpěry

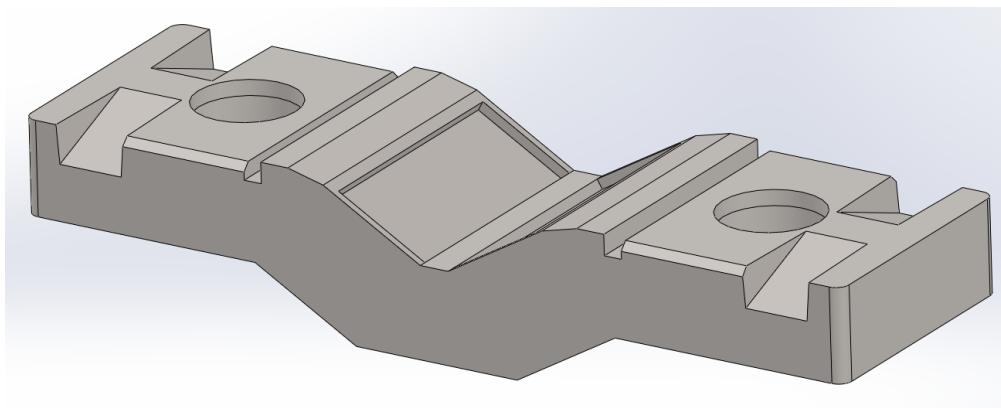
L_{v2} [mm] – výška úložného prostoru těla podpěry

L_{v3} [mm] – výška těla podpěry

L_{v4} [mm] – šířka těla podpěry

Tab 12) Základní rozměry těla podpěry

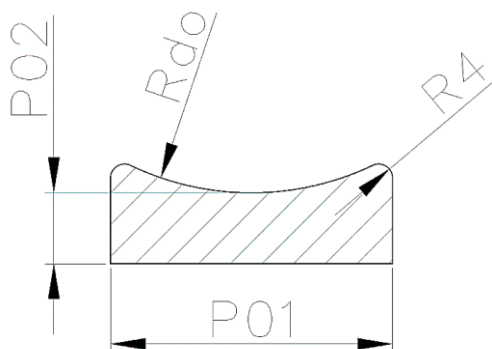
d_0 [mm]	L_{v1} [mm]	L_{v2} [mm]	L_{v3} [mm]	L_{v4} [mm]
32-40	165	20	30,5	80
50-63	265	25	48,5	100
80-100	335	30	61,5	100
125	525	45	96,5	100



Obr. 34) Model těla podpěry

6.3.2 Polyamidové kontaktní desky

Polyamidové kontaktní desky jsou přilepeny v kapse těla podpěry a jsou přímo v kontaktu s rotujícím hřídelem. Šroubový spoj byl vyloučen z důvodů rizika kontaktu šrouby s hřídelem kuličkového šroubu, při větším opotřebení polyamidové desky. Lepidlo typu LH pro spojení těla s polyamidovou deskou je zvoleno dvousložkové epoxidové lepidlo. Povrch těla podpěry i kontaktní desky před nanášením lepidla musejí být suché a odmaštěné.



Obr. 35) Rozměry polyamidové desky

Tvar rádiusu se shoduje s poloměrem kuličkového šroubu. Polyamid lze třískově zpracovat za podmínek udávajícím výrobcem. Charakteristické vlastnosti polyamidu jsou uvedeny výše v kap. 6.2.7.

P01 [mm] – šířka polyamidové destičky

P02 [mm] – výška polyamidové destičky

R_{d0} [mm] – poloměr jmenovitého rozměru kuličkového šroubu

$P03$ [mm] – délka polyamidové destičky

Tab 13) Základní rozměry polyamidových desek

d_0 [mm]	$P01$ [mm]	$P02$ [mm]	$P03$ [mm]
32-40	22	10	84
50-63	35	10	94
80-100	40	10	94
125-140	70	15	94

Instrukce pro obrábění polyamidu [26]:

Řezání desek

Výrobce doporučuje použít kotoučové pily s břity ze slinutého karbidu, otáčky do 900 min^{-1} , posuv do 500 $\text{mm} \cdot \text{min}^{-1}$, chlazení emulzí.

Frézování

Pro frézování výrobce doporučuje použít frézovací hlavy z rychlořezné oceli při, maximálních otáčkách až 2000 min^{-1} , posuv maximálně 450 $\text{mm} \cdot \text{min}^{-1}$. Obojí hodnoty se odvíjí od průměru nástroje a požadované drsnosti povrchu. Při neúměrných obvodových a posuvových rychlostech dochází k nežádoucímu natavování třísky, což lze snižovat použitím chladicí kapaliny.

Soustružení

Při hrubování výrobce doporučuje nože s vybroušeným žlábkem (lamač třísek) pro plynulý odchod třísky. Dovolené otáčky jsou v rozsahu od 1200 až 2000 min^{-1} při maximálním posuvu 600 $\text{mm} \cdot \text{min}^{-1}$. Tyto hodnoty se odvíjí v závislosti na průměru nástroje a požadované drsnosti povrchu. Pokud dochází k nežádoucímu natavování třísky, lze to eliminovat chladicí kapalinou.

Předvrtání otvorů

Pro otvory od $\varnothing 10$ mm a výše doporučuje výrobce používat ruční posuv vrtáku, s mazáváním strojního oleje J4 a J5.

6.3.3 Kleština a pouzdro kleštiny

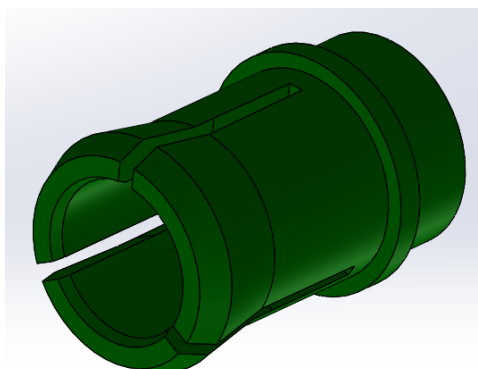
V původním návrhu výsuvné podpěry byly použity tlačné pružiny, které zajišťují podpírání a výsuvný pohyb. Navržené pružiny pro jednotlivé skupiny rozdělení hřídele kuličkového šroubu měly velké zástavbové rozměry, což nebylo vyhovující. Druhá varianta je navržena jiným způsobem podpírání a zpětného výsuvného pohybu.

Upínací kleština je těleso s vnější kuželovou plochou, která je podélně rozříznutá tak aby při vložení do pouzdra se stejnou kuželovou plochou došlo ke svírání vodící tyče. Upínací kleštiny jsou uloženy v těle podpěry a zajištěny v pouzdře kleštin, aby byly ve správné poloze. Kleštiny svírají vodící tyče, takže dochází k pevnému zajištění polohy podpěry vůči kuličkovému šroubu. Stlačení kleštiny je zajištěno přípravkovým klínem. Pokud klínový přípravek najede na kleštinu, ta se stlačí a následně se rozevře a uvolní vodící tyč. Ve stejný okamžik druhý přípravek najíždí na tělo podpěry a stlačí celou podpěru z prostoty pohybující se matice. Po přejetí matice s klínovými přípravky se tělo podpěry vrací zpět pomocí tlačných

pružin umístěných ve spodní části těla podpěry. Kleština je uložena v tlačné pružině kruhového průřezu, která ji zpětně vrací do původní polohy a zajistí, že se upínací kleština sevře a opět svírá vodící tyč. Na pouzdra kleštiny je vyhotoven závit pro pevné umístění k tělu podpěry. Kleština je uzavřená víčkem, aby přípravkové klíny ideálně stlačili kleštinu.

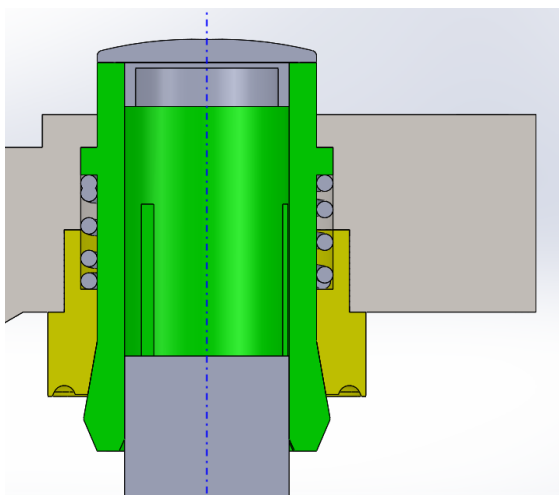
Vodící tyče jsou přišroubovány k základnímu desce podpěry, která je připevněn k loži stoje. Jako materiál vodících tyčí, lze použít po indukčním zakalení CF53. Rozměry základové desky závisí na rozměrech těla podpěry a průměru vodících tyčí.

Materiály kleštin jsou zvoleny ČSN 16 420 a ČSN 16 520, které po tepelném zpracování dosahují tvrdosti HRC 56 až 60. Obecně oceli třídy 16 jsou považovány za nejlepší oceli v kombinaci pevnostních charakteristik a houževnatosti. Jsou to oceli ušlechtilé slitinově nízko a středně legované určené k tepelnému zpracování.

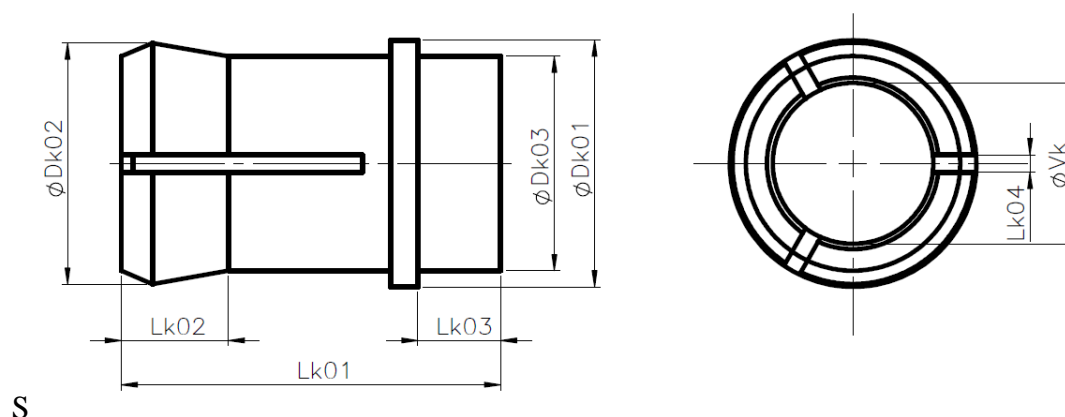


Obr. 36) Model upínací kleštiny

Pouzdro upínací kleštiny je součást s vnějším válcovým tvarem a s vnitřním kuželovým sražením, aby docházelo ke stlačení a rozevírání upínací kleštiny. Součást se vkládá a přišroubovává ke spodní části těla podpěry.



Obr. 37) Model sestavy upínací kleštiny, vodící tyče a pouzdra kleštiny



Obr. 38) Základní rozměry upínací kleštiny

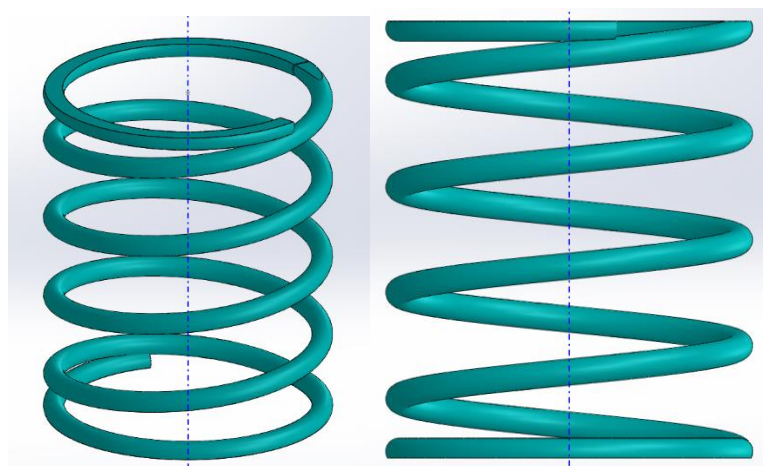
Tab 14) Základních rozměrů upínací kleštiny dle skupin d_0 – L_k , D_k a V_t jsou hodnoty délkové a jmenovité hodnoty průměrů upínací kleštiny

d_0 [mm]	L_{k01} [mm]	L_{k02} [mm]	L_{k03} [mm]	L_{k04} [mm]	D_{k01} [mm]	D_{k02} [mm]	D_{k03} [mm]	V_t [mm]
32-40	36	10	7,75	1,65	23	22	20	15
50-63	56	16	12,5	2,6	36	35	32	25
80	71	20	15,5	3,3	46	45	40	30
100	89	25	19,5	4,2	56	55	50	38
125-140	124	35	27,5	5,8	82	80	70	52

6.3.4 Tlačné pružiny

Pružiny jsou strojní součásti, které mají schopnost akumulovat mechanickou energii na základě pružné deformace materiálu, ze kterého jsou vyrobeny. V závislosti využitého materiálu a geometrie lze získat pružiny s odlišnými průběhy závislosti zatížení (síly, momenty) na deformaci (charakteristika pružiny) a tedy i tuhostí. Tuhost pružiny je konstantní pouze u pružin s lineární charakteristikou nebo v lineární oblasti nelineární charakteristiky. Dále slouží k tlumení otřesů, rázů a kmitání nebo k pružnému spojení dvou či více součástí.

Konstrukcí a výpočtem šroubových válcových pružin popisuje norma ČSN EN 13906-1. U tlačných pružin se obvykle používají čtyři základní varianty konců otevřený neobrobený, otevřený obrobený, uzavřený neobrobený a uzavřený obrobený. Pružinu s otevřeným koncem tvoří navinutý drát s nenarušenou šroubovicí, tzn. že krajní závit není přihnuto k sousednímu. Naopak pružiny s uzavřeným koncem mají krajní závit zdeformovaný, tzn. přihnuto k sousednímu, takže úhel stoupání šroubovice je nulový. [25]



Obr. 39) Model obrobene tlačné pružiny těla podpěry

Pružiny použité u statické výsuvné podpěry se využívají pro zpětné vrácení kleštiny a těla podpěry do původní polohy. Tažná pružina kleštiny i těla podpěry přenáší rovnoměrné zatížení mezi opěrnými plochami pružiny a dotýkajícími se součástmi, musejí být oba konce pružiny vyhotoveny jako uzavřené a obrobene. Aby nedošlo k vybočení pružiny, je konec pružiny uložen vetknutím v rámu podpěry.

Výpočet tlačných pružin:

Vstupní parametry pro výpočet rozměrů pružin:

F_1 [N] – zatížení pružiny od tíhy podpěry

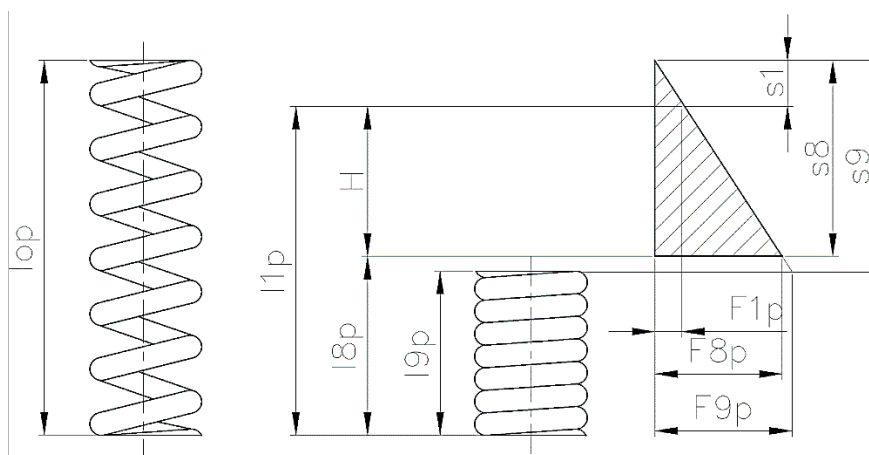
F_8 [N] – úplné zatížení pružiny

H [mm] – pracovní zdvih pružiny

D [mm] – střední průměr pružiny

d_p [mm] – předpokládaný průměr drátu

G [MPa] – modul pružnosti ve smyku



Obr. 40) Šroubovitá tlačná pružina a její namáhání

Tuhost pružiny:

$$k = \frac{F}{s} \quad [N \cdot mm^{-1}] \quad (39)$$

Faktor i:

$$i = \frac{D}{d_p} \quad [-] \quad (40)$$

Korekční součinitel:

$$K = \frac{i + 0,2}{i - 1} \quad [-] \quad (41)$$

Průměr drátu pružiny:

$$d_p = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_8 \cdot D \cdot K}{\pi \cdot \tau_d}} \quad [mm] \quad (42)$$

Počet aktivních závitů

$$n_{cz} = \frac{G \cdot s_8 \cdot d_p^4}{8 \cdot F_8 \cdot D^3} \quad [závitů] \quad (43)$$

Celkový počet závitů

$$z = n_{cz} + n_z \quad [závitů] \quad (44)$$

Úplné stlačení pružiny, kdy dosedne závit na závit:

$$l_{9p} = z \cdot d_p \quad [mm] \quad (45)$$

Vůle mezi závity:

$$v_0 = (0,2 \text{ až } 0,5) \cdot d_p \quad [mm] \quad (46)$$

Délka plně zatížené pružiny:

$$l_{8p} = l_9 + (z - 1) \cdot v_0 \quad [mm] \quad (47)$$

Délka předpružené pružiny:

$$l_{1p} = l_8 + (s_8 - s_1) \quad [mm] \quad (48)$$

Délka volné pružiny:

$$l_{0p} = l_1 + s_1 \quad [mm] \quad (49)$$

Vyvolané napětí při F_8 :

$$\tau_{max} = \frac{8 \cdot F_8 \cdot D \cdot K}{\pi \cdot d_p^3} \quad [MPa] \quad (50)$$

Cyklické zatěžování šroubových tlačných pružin

Většina pružin je cyklicky namáhaných, proto může dojít k meznímu stavu únavy. Na základě informací a doporučených výpočtů lze stanovit bezpečnost k meznímu stavu únavy podle Gerberova kritéria. [25]

Amplituda síly:

$$F_{af} = \left| \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \right| \quad [N] \quad (51)$$

Střední hodnota síly:

$$F_{mf} = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} \quad [N] \quad (52)$$

Poměr vinutí pružiny:

$$C = \frac{D}{d_p} \quad [-] \quad (53)$$

Bergsträsserův součinitel:

$$K_B = \frac{4C + 2}{4C - 3} \quad [-] \quad (54)$$

Amplituda smykového napětí:

$$\tau_a = K_B \frac{8 \cdot F_{af} \cdot D}{\pi \cdot d_p^3} \quad [MPa] \quad (55)$$

Střední smykové napětí:

$$\tau_m = K_B \frac{8 \cdot F_{mf} \cdot D}{\pi \cdot d_p^3} \quad [MPa] \quad (56)$$

Směrnice zatěžovací přímky:

$$r = \frac{\tau_a}{\tau_m} \quad [-] \quad (57)$$

Mez pevnosti ve smyku:

$$\tau_m = 0,67 \cdot R_m \quad [MPa] \quad (58)$$

Korigovaná mez únavy v krutu:

$$\tau'_C = \frac{\tau_A}{1 - \left(\frac{T_M}{R_{sm}} \right)^2} \quad [MPa] \quad (59)$$

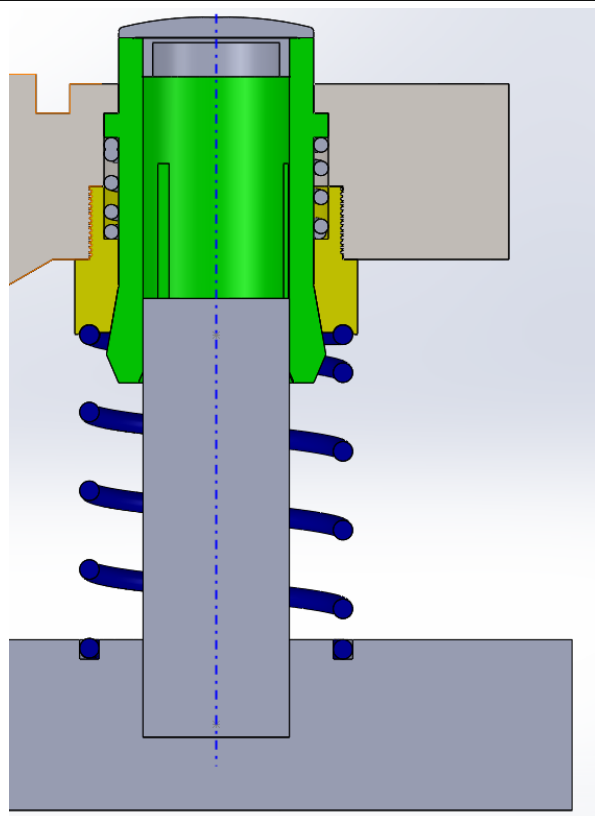
Mezní amplituda smykového napětí:

$$\tau_A = \frac{r^2 \cdot R_{sm}^2}{2 \cdot \tau'_C} \cdot \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot \tau'_C}{r \cdot R_{sm}} \right)^2} \right] \quad [MPa] \quad (60)$$

Součinitel bezpečnosti k meznímu stavu únavy:

$$k_u = \frac{\tau_A}{\tau_a} \quad [-] \quad (61)$$

Pokud součinitel bezpečnosti vzhledem meznímu stavu pružnosti navrhované pružiny jsou menší jak jedna, nejsou pro funkci svou funkcí vhodné. Naopak, pokud hodnota součinitele bezpečnosti je větší jak jedna, tlačná pružina se stává vyhovující.



Obr. 41) Model uložení tažných pružin těla podpěry

Tab 15) Rozměry navrhovaných tlačných pružin těla podpěry

d_0 [mm]	F_1 [N]	D_p [mm]	d_p [mm]	H [mm]	k [N·mm ⁻¹]	z [závitů]	l_{1p} [mm]
32-40	75	30	3	23	15	7	50
50-63	118	48	4	35	12	6	64
80	150	52	4	42	10	5	66
100	190	62	5	50	19	6	85
125-140	220	88	6	78	22	5	112

Tab 16) Rozměry navrhované tlačné pružiny upínací kleštiny

d_0 [mm]	F_1 [N]	D_p [mm]	d_p [mm]	H [mm]	k [N·mm ⁻¹]	z [závitů]	l_{1p} [mm]
32-40	5	21,5	1,5	3	3,3	5	12,5
50-63	6	33,5	2	3	3,3	5	15
80	7	43	2	3	3,5	5	17
100	8	52,5	4	3	20	5	27
125-140	10	75	4	4	20	5	28

6.3.5 Klínové přípravky

Klínové přípravky výsuvné podpěry slouží pro stlačení kleštiny a těla podpěry při projíždění kuličkové matice přes místo, kde je umístěna výsuvná podpěra. Klíny zabráňují

nežádoucím kontaktu matice a výsuvné podpěry, který by způsobilo porušení matice nebo závitu hřídele kuličkového šroubu. Jsou navrženy tak, že svojí náběžnou plochou postupně stlačují upínací kleštinu a následně celé těleso podpěry. Vodicí plocha klínového přípravku upínací kleštiny má drážku obloukového tvaru pro plynulé najetí na víčko kleštiny a následného stlačení.

Klínové přípravky se montují k suportu stroje. Podle rozměrů ložiskového domku lze umístění těchto součástí měnit, aby nedocházelo k prodloužení hřídele kuličkového šroubu. Následná kolize přípravku s ložiskovým domkem by mohlo zapříčinit poškození ložiskového domku hřídele kuličkového, klínového přípravku nebo samotné matice.

Rozměry klínových přípravků závisí na délce matice, zástavbových rozměrech suportového tělesa, ve kterém je uložena matice a na bezpečnostním úhlu náběhové plochy klínu vůči výšce uložení těla podpěry a kleštiny.

Celková délka klínového přípravku se skládá z:

$$L_{Ckp} = (2 \cdot L_{kp}) + L_1 \quad [mm] \quad (62)$$

L_{kp} [mm] – délka klínu

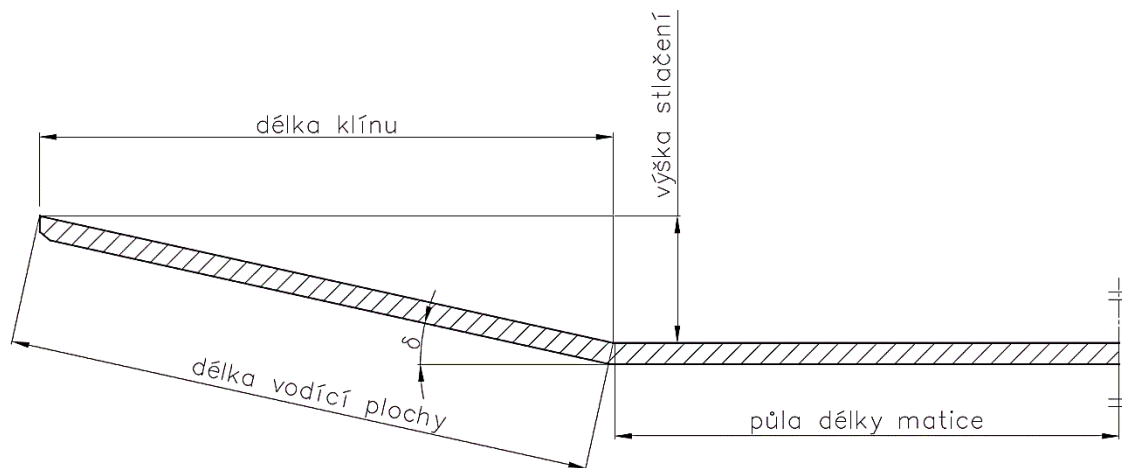
Výška stlačení se odvíjí od rozměrech tělesa maticové jednotky vůči výšce uložení podpěry.

Délka klínu:

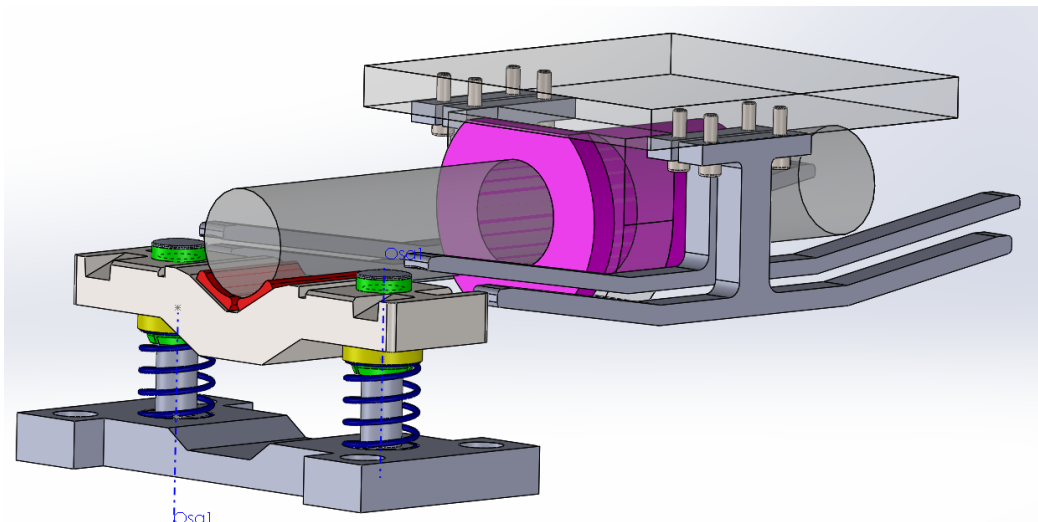
$$L_{kp} = v_s \cdot \operatorname{tg} \delta \quad [mm] \quad (63)$$

v_s [mm] – výška stlačení

δ [°] – bezpečnostní úhel náběhové plochy klínového přípravku, doporučený bezpečnostní úhel je v rozsahu 9÷15°.



Obr. 42) Schéma pro výpočet délky klínu



Obr. 43) Model výsuvné podpěry

6.4 Statická podpěra zásuvná

Statická podpěra zásuvná funguje na principu vysouvání těla podpěry, z prostoru, kde se těleso maticové jednotky pohybuje po kuličkovém šroubu. Zároveň se podpěra pohybuje vůči kuličkovému pouze v radiálním směru. U tohoto provedení podpěry se využívá jednoduchého principu, tj. tělesa na nakloněné rovině. Nakloněnou rovinu nahrazuje základní rám podpěry, ve kterém je uloženo vedení. Těleso pohybující se po nakloněné rovině je tělo podpěry.

Statickou podpěru zásuvnou tvoří:

- Rám podpěry
- Kluzné vedení
- Tělo podpěry
- Polyamidového kontaktní plochy
- Klínové přípravky
- Přípravek pro odsunutí podpěry

6.4.1 Rám podpěry

Rám podpěry tvoří základní prvek zásuvné podpěry, který se připevní k loži stroje. V této součásti je uloženo vedení, po kterém se tělo podpěry posouvá. Rám lze vyrobit třískovým obráběním nebo montáží šroubovaného rámu skládající se z jednotlivých částí podpěry. Pevný vyroben třískovým obráběním má vyšší tuhostí vlastnosti ačkoli za cenu vyšších výrobních nákladů. Naopak rám skládající se z několika částí spojen šrouby, má nižší výrobní náklady s nižší předpokládanou tuhostí. Materiál této součásti je vybrán konstrukční ocel 11 600.

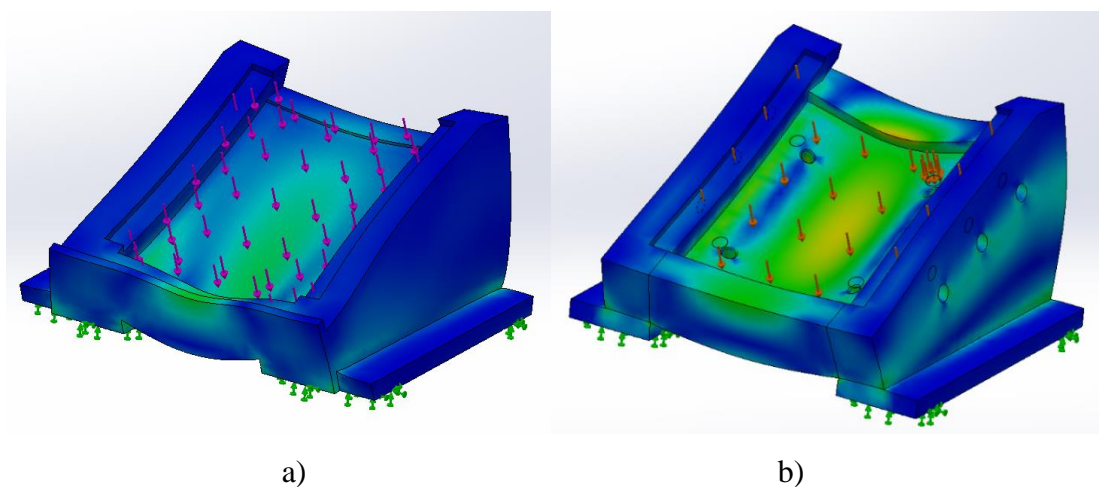
Pevný rám

Pevný rám představuje kostku s nakloněnou rovinou pro uložení pohyblivé části podpěry, tj. těla podpěry. Jelikož pevný rám tvoří jedno těleso, lze ho použít pro vyšší zatížení od tíhy hřídele kuličkového šroubu.

Šroubovaný rám

Rám podpěry se skládá ze dvou bočních podstav spojené středovou deskou. Boční podstava slouží k ukotvení do rámu stroje a jsou v ní vyhotoveny vodící drážky pro středovou desku. Na horní ploše bočnice je vyfrézována drážka pro profilové vedení těla podpěry. Ve středové desce spojující boční podstavy jsou uloženy vodící lišty kluzného vedení těla podpěry a gumové tlumiče pro snížení nárazu. Základní rozměry pevného rámu a šroubového rámu se shodují.

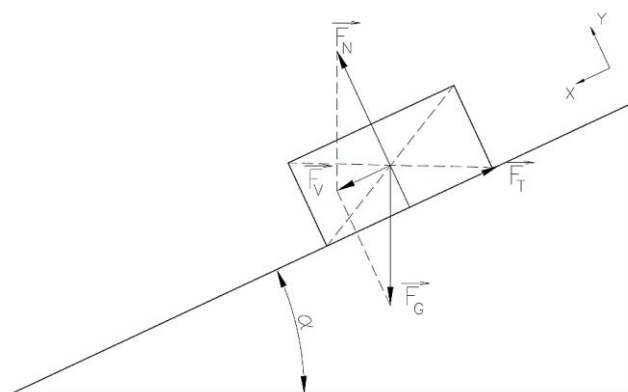
Oba rámy byly podrobeny pevnostní analýze v programu SOLIDWORKS. Počáteční podmínky obou součástí jsou stejné, jako je materiál, uložení, zatížení i také síť jednotlivých prvků 3Dmodelu. Výsledky pevnostní analýzy potvrzují menší zatížení pevného rámu oproti šroubovanému. Zatížení Von Mises ve střední části rámu, kde je uloženo vedení a tělo podpěry dosahuje u pevného rámu (obr. 42a) $2,5 \cdot 10^5$ Pa, naopak u šroubového rámu (obr. 42b) zatížení od hřídele kuličkového dosahuje $5,46 \cdot 10^5$.



Obr. 44) Pevnostní analýza rámu zásuvné podpěry

6.4.2 Tělo podpěry zásuvné podpěry

Tělo podpěry má základní tvar písmene „L“ a je uloženo v kluzném vedení umístěném v rámu. K této součásti jsou upevněny kontaktní polyamidové destičky a klínové přípravky pro odtlačení. V těle podpěry jsou vyfrézovány úložné drážky pro klínový přípravek a otvory pro šrouby k jeho upevnění. Tato součást se chová jako těleso na nakloněné rovině a platí pro ni následující vztahy:



Obr. 45) Těleso na nakloněné rovině

Výpočet silové výslednice silové soustavy:

$$F_v = \sum_{i=1}^n F_i \quad [N] \quad (64)$$

Vyjádření tíhové síly:

$$F_G = m \cdot g \quad [N] \quad (65)$$

Vyjádření třecí síly:

$$F_T = F_N \cdot f_t \quad [N] \quad (66)$$

Silová soustava osy x:

$$x: F_G \cdot \sin \alpha - F_T = m \cdot a \quad (67)$$

Silová soustav osy y:

$$y: F_N - F_G = 0 \quad (68)$$

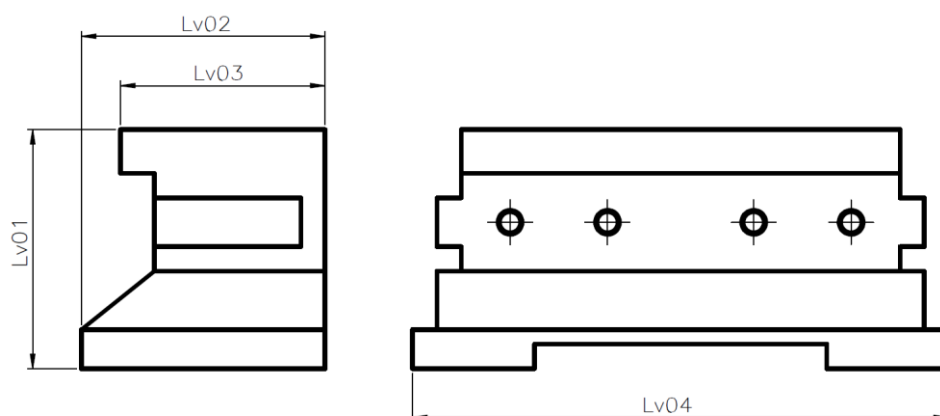
$$y: F_G = F_N \quad (69)$$

Zrychlení tělesa pohybující se po nakloněné rovině:

$$a_t = g \cdot \sin \alpha - f_t \cdot g \cdot \cos \alpha \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (70)$$

Z rov. 70 vyplývá, že rychlost tělesa po nakloněné není závislé na hmotnosti tělesa, nýbrž na úhlu naklonění a velikosti součinitele tření. Pokud zrychlení tělesa $a_t > 0$, pak těleso koná rovnoměrně zrychlený pohyb, naopak pokud těleso má zrychlení $a_t = 0$, tak těleso koná rovnoměrný pohyb po nakloněné rovině. Doporučený úhel naklonění roviny α , se doporučuje v rozsahu od 15° až 25° . Tělo zásuvné podpěry zabraňuje proti nárazu do rámu obdélníkové tlumiče, které jsou z vysoko elastického PUR materiálu

Základní rozměry těla podpěry:



Obr. 46) Základní rozměry těla zásuvné podpěry

Tab 17) Základní rozměry těla zásuvné podpěry

d_0 [mm]	L_{v01} [mm]	L_{v02} [mm]	L_{v03} [mm]	L_{v04} [mm]
32-40	29	44	32	90
50-63	49	54	42	110
80-100	49	50÷60	42	110
125-140	69	80÷90	52	140

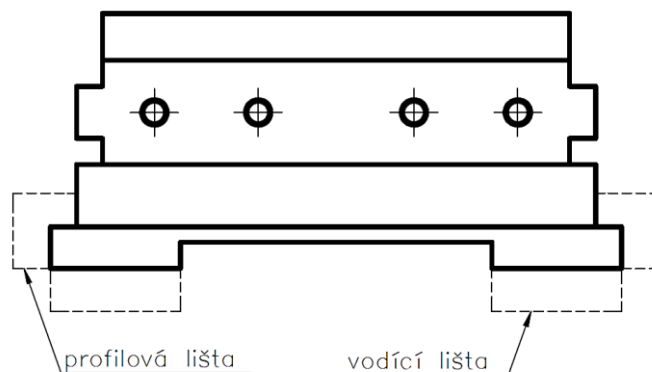
6.4.3 Kluzné vedení

Kluzné prvky nenáročné na údržbu se používají převážně ve strojnictví pro rotační a lineární pohyby. Kluzný materiál se skládá ze základního materiálu např. mědi, hliníku, manganu či zinku, s těsně ležícími grafitovými tělísky vedle sebe. Tělíska, jsou uspořádány symetricky, čímž je docíleno optimálního mazání ve směru pohybu.

Mezi přednosti kluzných prvků patří nenáročná údržba (při optimálních podmínkách bezúdržbové), malý třecí odpor, vysoká nebo nízká okolní teplota či tlumení vibrací.

Vedení vyhovuje vůči maximálnímu plošnému zatížení, třecí rychlosti a provozní teplotě. Maximální plošné zatížení se stanoví ze závislosti zátěžné síly od hřídele kuličkového šroubu a třecí ploše. Kluzné vedení je zvoleno z důvodů malých zástavbových rozměrů a krátkých zdvihů.

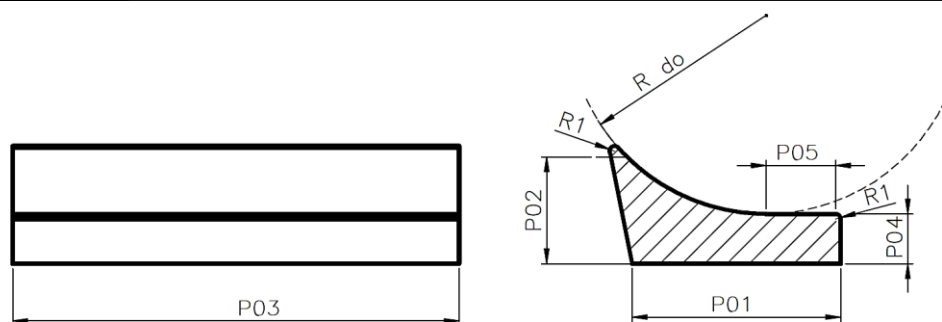
Tělo zásuvné podpěry se ukládá do dvojice různých kluzných vedení. Spodní část tělesa je ustaveno na vodící lišty a boky součásti jsou ustaveny v profilové liště. Lišty jsou od výrobce kluzného vedení FIBRO a jak vodící, tak i profilová lišta jsou katalogové součásti standartních rozměrů. [27]



Obr. 47) Schéma uložení těla podpěry ve vedení

6.4.4 Polyamidové kontaktní desky zásuvné podpěry

Vlastnosti polyamidu jsou uvedeny v kap. 6.2.7 a požadavky na obrábění v kap. 6.3.2. Polyamidové desky zásuvné podpěry jsou připevněny k tělu šrouby s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem. Deska má přizpůsobený tvar tak, aby při navrácení do původní polohy těsně dosedla k hřídeli kuličkového šroubu.



Obr. 48) Základní rozměry polyamidové desky zásuvné podpěry

Tab 18) Základní rozměry polyamidové desky zásuvné desky

d_0 [mm]	P_{01} [mm]	P_{02} [mm]	P_{03} [mm]	P_{04} [mm]	P_{05} [mm]
32-40	32	12,5	90	10	10
50-63	42	21,5	110	15	15
80-100	42	21,5÷31,5	110	15	15
125-140	52	31,5÷41,5	125	25	20

6.4.5 Klínový přípravek

Klínový přípravek je součást přišroubovaná k zadní části těla zásuvné podpěry. Slouží pro navedení přípravku pro odsunutí, který postupně vytlačí tělo podpěry, z prostoru pohybující se tělesa maticové jednotky kuličkového šroubu. Pokud přípravek pro odsunutí tlačí na klínový přípravek, tělo se zasouvá po nakloněné rovině rámu podpěry a pohybující se matice prochází bez poškození, skrz podpěrné místo.

Pokud tělo podpěry podepírá hřídel kuličkového šroubu je v dolní poloze. Naopak když se matice nachází uprostřed podpěry, tělo podpěry se nachází v horní poloze.

Rozměry klínového přípravku se odvíjí od rozměrů matice, tzn. úhel naklonění klínu přípravku γ závisí na polovičním průměru matice a přídavku (těleso ve kterém je uložena matice) a poloviční délce matice.

$$tg\gamma = \frac{\frac{1}{2}(D_2 + D_{2t}) \cdot f_{p1}}{\frac{1}{2}L_1 \cdot f_{p2}} \quad [^\circ] \quad (71)$$

γ [°] – úhel naklonění roviny klínu

f_{p1} [-] – bezpečnostní koeficient průměru matice

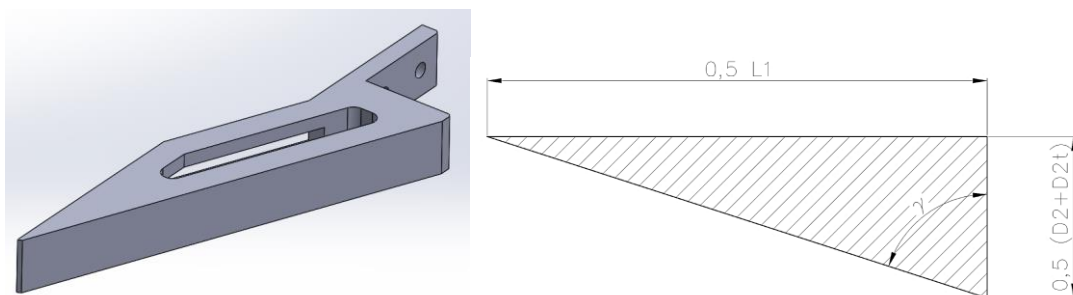
f_{p2} [-] – bezpečnostní koeficient délky matice

D_{2t} [mm] – průměr (rozměr) tělesa ve kterém je uložena matice

Bezpečnostního koeficientu, který se odvíjí od minimální vzdálenosti matice vůči tělu podpěry v místě, kdy je tělo podpěry v horní poloze. Doporučené bezpečnostní koeficienty:

- $f_{p1} = 1,0125$
- $f_{p1} = 1,025$
- $f_{p2} = 1,64$

Materiál této součásti může být konstrukční ocel 11600 nebo slitina hliníku EN AW-2024. Tento konstrukční materiál po tepelném zpracování má vysokou pevnost a nízkou korozní odolnost. Lze ho obrábět reznými nástroji. Používá se na středně a silně namáhané součásti, u nichž se požaduje zvýšená životnost při proměnném namáhání.



Obr. 49) Klínový přípravek

6.4.6 Přípravek pro odsunutí těla podpěry

Přípravek pro odsunutí těla podpěry je součást, která odsouvá tělo podpěry z místa podpírání kuličkového šroubu. Tento prvek je připevněn k suportu, ve kterém je uložena matice. Koncová část přípravku je zkosená o úhel γ pro optimální dotyk vůči klínovému přípravku. Rozměry tohoto přípravku závisí na délce podpěry a bezpečnostního koeficientu délky matice f_{p3} . Bezpečnostní koeficient má charakter přídavku délky matice.

$$L_{p1} = L_1 \cdot f_{p3} \quad [mm] \quad (72)$$

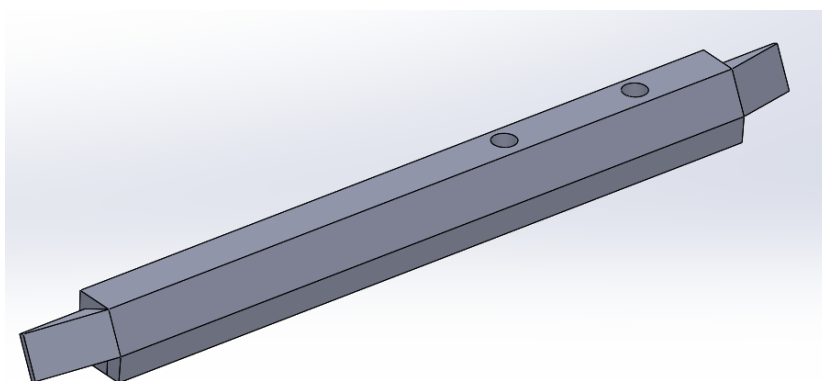
L_{p1} [mm] – délka přípravku pro odsunutí

L_1 [mm] – délka matice

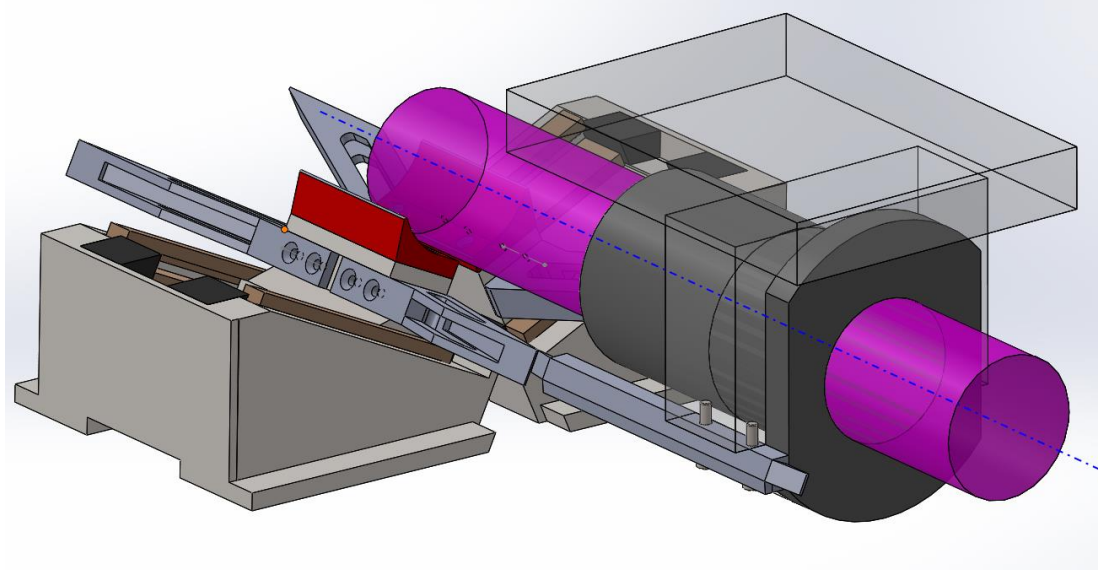
f_{p3} [-] – bezpečnostní koeficient délky matice

Doporučený bezpečnostní koeficient

- $f_{p3} = 1,26$



Obr. 50) Přípravek pro odsunutí



Obr. 51) Model zásuvné podpěry

6.5 Postup navrhování podpěr

Jak bylo v předchozích kapitolách zmíněno, pokud délka kuličkového šroubu přesahuje délkový poměr je potřeba hřídel kuličkového šroubu podepřít a oboustranně uložené (vetknuté).

Postup při navrhování podpěr:

- Stanovit průhyb šroubu – záleží na délce a na uložení hřídele kuličkového šroubu (kap. 5.1)
- Určit délkový poměr (kap. 5.2)
- Stanovit maximální délky mezi podpěrami
- Určit počet nutných podpěr

$$p_p = \frac{L_{cKŠM}}{l_{maxKŠM}} - 1 \Rightarrow \text{nejbližší vyšší celá hodnota} \quad [-] \quad (73)$$

- Rozhodnout o konstrukci podpěry
 - Aktivní – řízená
 - Statická – neřízená
 - Výsuvná
 - Zásuvná
- Stanovit rozměry a zkontrolovat pevnostními výpočty volbu podpěry

Požítí přidavných podpěr pro kuličkové šrouby s dlouhým zdvihem se zvyšuje jejich stabilita a snižuje se nežádoucí průhyb, od vlastní tíhy. Průhyb hřídele kuličkového šroubu může zapříčinit zvýšení vibrací, které zvyšují nepřesnost a únavu celé lineární soustavy. Rozměry zvolených podpěr se hlavně odvíjí od zástavbových rozměrů lože stroje, tedy musí se vždy upravit konkrétnímu případu.

7 VÝBĚR VHODNÉ KONCEPCE PODPĚRY

Pro výběr vhodné koncepce podpěry jsou porovnávány dvě navržené statické podpěry z kapitoly 6. Výsledkem výběrové analýzy budou vhodnější navržená koncepce podpěry kuličkového šroubu. Pro výběr byla zvolena multikriteriální metoda PATTERN.

Metoda PATTERN (Planning Assistance Through Technical Evaluation of Relevance Numbers) je multikriteriální metoda, která je vhodná pro výběr strojů nebo technologií. Metoda nabízí řešení podle komplexního porovnání vybraných parametrů řešeného prvku. Metodou lze porovnávat technický či ekonomický směr.

Postup řešení metody PATTERN se skládá z několika kroků:

- Výběr porovnávacích parametrů
- Formování požadované tendence změny parametru
- Stanovení váhy významnosti vybraných parametrů
- Výpočet indexu změn vybraných parametrů pro srovnané prvky
- Určení pořadí srovnaných prvků

7.1 Výběr parametrů

Parametry pro porovnání metodou PATTERN jsou dány zadavatelem a nejsou nijak předem stanoveny. Udávané parametry zahrnují nejpodstatnější charakteristické veličiny.

Tab 19) Tabulka porovnávacích parametrů s danou tendencí změny

	<i>Parametr</i>	<i>Tendence změny</i>
<i>P1</i>	Zatížení podpěry	rostoucí
<i>P2</i>	Tuhost konstrukce	rostoucí
<i>P3</i>	Jednoduchost konstrukce	rostoucí
<i>P4</i>	Zástavbový prostor	klesající
<i>P5</i>	Hmotnost podpěry	klesající
<i>P6</i>	Ekonomičnost	klesající
<i>P7</i>	Modifikovatelnost podpěry	rostoucí
<i>P8</i>	Výrobní čas	klesající
<i>P9</i>	Čas montáže a servisu	klesající

7.2 Párové porovnání parametrů

V tomto kroku se porovnávají všechny parametry mezi sebou. Posuzuje se, který z parametrů má větší význam a poté se počítá počet přidělených jednotlivých voleb ke každému parametru a následně se určí pořadí.

Tab 20) Tabulka párového porovnání parametrů

	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>	<i>P5</i>	<i>P6</i>	<i>P7</i>	<i>P8</i>	<i>P9</i>	<i>Suma</i>	<i>Pořadí</i>
<i>P1</i>	P1	P1	P3	P4	P1	P6	P7	P8	P9	3	8
<i>P2</i>		P2	P3	P4	P2	P2	P7	P2	P9	4	6
<i>P3</i>			P3	P4	P3	P3	P7	P3	P9	6	3
<i>P4</i>				P4	P4	P4	P4	P4	P4	9	1
<i>P5</i>					P5	P6	P7	P8	P9	1	9
<i>P6</i>						P6	P7	P6	P6	5	4
<i>P7</i>							P7	P7	P7	8	2
<i>P8</i>								P8	P8	4	6
<i>P9</i>									P9	5	4

7.3 Určení váhy významnosti srovnávaných parametrů

Tabulka váhy významnosti má stejný počet sloupců a řádků. Podle pořadí z tab. 20 se zapisují parametry vzestupně jak v řádcích, tak i ve sloupcích. Následně se srovnávají dle číselného hodnocení z hlediska jejich charakteristické blízkosti, tzn. jak dva vybrané parametry mají k sobě blízko. Poté se sčítají body v každém řádku.

Stupnice číselného hodnocení parametrů:

- 1 – blízko
- 2 – středně
- 3 – daleko

Stanovení váhy významnosti:

$$q_j = \frac{BHV_j}{\sum_{j=1}^k BHV_j} \quad [-] \quad (74)$$

BHV_j – bodová hodnota významnosti pro každý parametr

k – celkový počet parametrů

Tab 21) Tabulka kvantifikované porovnávací matice

	<i>P4</i>	<i>P7</i>	<i>P3</i>	<i>P6</i>	<i>P9</i>	<i>P2</i>	<i>P8</i>	<i>P1</i>	<i>P5</i>	<i>Suma</i>	<i>Váha[%]</i>
<i>P4</i>	1	1	1	3	1	3	2	2	3	17	0,25
<i>P7</i>		1	1	2	2	1	1	2	1	11	0,16
<i>P3</i>			1	1	1	1	1	2	1	8	0,12
<i>P6</i>				1	1	1	1	3	1	8	0,12
<i>P9</i>					1	3	1	3	2	10	0,14
<i>P2</i>						1	2	1	1	5	0,07
<i>P8</i>							1	3	2	6	0,09
<i>P1</i>								1	2	3	0,04
<i>P5</i>									1	1	0,01
	<i>Suma</i>									69	1

7.4 Výpočet indexu změn

Pro konečné pořadí srovnávaných variant je třeba určit každému prvku index změny. Stanovuje se odděleně pro parametry s rostoucí tendencí a pro parametry s klesající tendencí.

Výpočet indexu změny pro parametry s rostoucí tendencí:

$$l_{jx} = \frac{H_{jx}}{H_{j,min}} \quad [-] \quad (75)$$

$H_{j,min}$ – nejmenší hodnota H_{jx} v řádku hodnotícího kritéria

Výpočet indexu změny pro parametry s klesající tendencí

$$l_{jx} = \frac{H_{j,max}}{H_{jx}} \quad [-] \quad (76)$$

H_{jx} – hodnota parametru, zvolená zadavatelem (v tab. 22, žlutě zbarveny)

$H_{j,max}$ – největší hodnota H_{jx} v řádku hodnotícího kritéria

Výpočet vážených indexů:

$$l_{jx}v = l_{jx} \cdot g_j \quad [-] \quad (77)$$

(v tab. 22, modře zbarveny)

Stanovení pořadí se určí součtem vypočítaných vážených indexů změny:

$$S_x = \sum_{j=1}^k l_{jx}v \quad (78)$$

Číselné hodnocení parametrů:

- 1 – velmi nízká
- 2 – nízká
- 3 – střední
- 4 – vysoká
- 5 – velmi vysoká

Tab 22) Určení pořadí srovnávaných koncepcí z technického hlediska

Parametr		Jednotka	Váha	Podpěra výsuvná		Podpěra zásuvná	
P1	Zatížení podpěry	[N]	0,04	5,00	0,04	4,00	0,03
				1,00		0,80	
P2	Tuhost konstrukce	[μm/kN]	0,07	4,00	0,056	5,00	0,07
				0,08		1,00	
P3	Jednoduchost konstrukce	[-]	0,12	3,00	0,09	4,00	0,12
				0,75		1,00	
P4	Zástavbové rozměry	[m²]	0,25	5,00	0,42	3,00	0,25
				1,67		1,00	
P5	Hmotnost podpěry	[kg]	0,01	3,00	0,01	5,00	0,02
				1,00		1,67	
P6	Ekonomičnost	[Kč]	0,12	4,00	0,16	3,00	0,12
				1,33		1,00	
P7	Modifikovatelnost	[-]	0,16	5,00	0,16	3,00	0,10
				1,00		0,60	
P8	Výrobní čas	[čas]	0,09	4,00	0,12	3,00	0,09
				1,33		1,00	
P9	Čas montáže a servisu	[čas]	0,14	3,00	0,14	3,00	0,14
				1,00		1,00	
Celkem			1,00	1,19		0,93	
Relativní technická úroveň				127,60		100,00	
Pořadí z technického hlediska				1.		2.	

7.5 Hodnocení výběrové metody

Z multikriteriální metody plyne, že hodnota relativní technické úrovně určuje výsledek metody. Vyšší výslednou hodnotu má výsuvná podpěra, která je z dvojice návrhu výhodnější.

8 ZÁVĚR

Diplomová práce popisuje problematiku kuličkových šroubů s dlouhým zdvihem. Vlastnosti těchto kuličkových šroubů značně ovlivňuje průhyb od vlastní tíhy tělesa. Průhyb závisí na několika faktorech, které lze na počátku návrhu pohybové osy měnit. Tato diplomová práce je rozdělena do tří jednotlivých částí, které popisují problematiku stability dlouhým kuličkových mechanismů.

První část popisuje jednotlivé prvky lineárního mechanismu, které udávají stručný pohled na oblast použití nejen ve stavbě obráběcích strojů. V následující části jsou rozebrány parametry a pohybové vlastnosti lineární soustavy s následným účinkem.

Na velikost prohnutí ohybové čáry má největší vliv samotná délka a uložení hřídele kuličkového šroubu. V kapitole 5 je rozebrána problematika průhybu, při daném uložení. Ve spojení s délkovým poměrem, tyto dva parametry zcela určují maximální přípustnou délku rotujícího hřídele a tvoří základní kámen umístění přidavných podpěr, které zvyšují stabilitu soustavy.

Závěrečná část se zabývá koncepčním návrhům podpěr různého charakteru. Aktivní podpěru tvoří lineární mechanismus, tvořen trapézovým šroubem. Jedná se o jednostupňový teleskop zajišťující vysokou tuhost při dlouhém zdvihu. Všechny uzly aktivní podpěry jsou ověřeny návrhovými a pevnostními výpočty. Druhá varianta přidavných podpěr jsou statického charakteru, neobsahující řídicí člen. Princip řízení je na mechanické bázi, kdy přípravek umístěný na posuvné části lineárního mechanismu odsouvá pohyblivou část podpěry. Vratný pohyb výsuvné podpěry je realizován tlačnou pružinou naopak u zásuvné podpěry se tělo podpěra vrací po nakloněné rovině. Tyto dvě varianty byly porovnány multikriteriální metodou, ze které vyšla výsuvná podpěra jako vhodnější. V závěru kapitoly je popsán postup navrhování podpěr, pro kuličkové šrouby s dlouhým zdvihem. Při návrhu se musí postupovat systematicky se zřetelem na zástavbové rozměry stroje.

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] MAREK, Jiří. 2014, *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Praha : MM publishing. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [2] High Precision Ballscrew. *SHUTON* [online]. 2016 [cit 2018-03-07]. Dostupné z: <http://www.shuton.com/images/pdf/enCAT2014SHUTON.pdf>
- [3] New Ball Screws, New Acme Screws and Reconditioning Services. *Barnes* [online]. 2014 [cit 2018-04-02], Dostupné z: <http://www.barnesballscrew.com/docs/Barnes-Ball-Screw-Brochure-current.pdf>
- [4] Katalog produktů. *Produktový katalog KSK PRECISE MOTION* [online]. 2017 [cit. 2018-04-12]. Dostupné z: http://www.ksk.pm.cz/fileadmin/user_upload/Ostatni_pdf_soubory/Ke_stazeni/Prospekty_2017/Produktovy_katalog_2017_CZ.pdf
- [5] Precision, Caged Ball Screw. *THK* [online]. 2010 [cit. 2018-04-12]. Dostupné z: https://tech.thk.com/upload/catalog_claim/pdf/335-2E.pdf
- [6] Společnost NSK uvedla na trh kuličkové šrouby DIN nové generace. *Technický týdeník* [online]. 2017 [cit. 2018-04-15]. Dostupné z: https://www.technickytydenik.cz/rubriky/denni-zpravodajstvi/spolecnost-nsk-uvedla-na-trh-kulickove-srouby-din-nove-generace_42011.html
- [7] Metric Precision Ball Screws. *THOMSON LINEAR* [online]. 2017 [cit. 2018-04-15]. Dostupné z: https://www.thomsonlinear.com/downloads/screws/Metric_Ball_Screws_bruk.pdf
- [8] Precision, quality, reliability. *STEINMEYER* [online]. 2013 [cit. 2018-04-20]. Dostupné z: https://drive.steinmeyer.com/kataloge/steinmeyer_main_catalogue/files/assets/common/downloads/publication.pdf
- [9] Produktový katalog. *KSK PRECISE MOTION* [online]. 2013 [cit. 2018-04-25]. Dostupné z: http://www.ksk-pm.cz/fileadmin/user_upload/Ostatni_pdf_soubory/Ke_stazeni/Nove_prospekty/2016_Produktovy_katalog_CZ.pdf
- [10] Precision, Caged Ball Screw. *THK* [online]. 2014 [cit. 2018-04-27]. Dostupné z: https://tech.thk.com/en/products/pdf/en_a15_174.pdf
- [11] Precision Machine Components. *NSK* [online]. 2018 [cit. 2018-04-30]. Dostupné z: https://stevenengineering.com/Tech_Support/PDFs/NSK-HB-BALL-SCREWS.pdf
- [12] NOVOTNÝ, Lubomír. *Analýza dějů v kuličkových šroubech a maticích*. Brno: VUT FSI, 2005. 161 s. Příloha pojednání k SDZ.
- [13] KSK Kuřim: Materiály kuličkové šrouby Kuřim. Kuřim, 2015
- [14] Caged Technology. *THK* [online]. 2008 [cit. 2018-04-30]. Dostupné z: https://tech.thk.com/upload/catalog_claim/pdf/268-5CZ.pdf
- [15] MAREK, Jiří. MM Průmyslové spektrum. *Kuličkové šrouby a matice ve stavbě CNC obráběcích strojů, část 4* [online]. 2015 [cit. 2018-04-30]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/kulickove-srouby-a-matice-ve-stavbe-cnc-obrabecich-stroju-cast-4.html>
- [16] LIN, Ying-Ju. *Ball screw with support devices*. Taiwan. US 9,360,096 B2. 2013-11-28

- [17] MICHAEL P. Hardesty, *Anti-whip device for machine drive screws*, USA. 5,425,607. 1995-06-20
- [18] EDVARD L. Stump, *Ball screw and nut assembly incorporating a partible multiple jaw support system for supporting an axially rotatable ball screw*. USA. 6,014,906. 2000-02-18
- [19] MAREK, Jiří. HASONĚ, František. *Posuvový mechanismus, zejména pro saně suportu upravené na příčnku velkého obráběcího stroje, jako je svislý soustruh*. Česká republika. 299631. 2004-11-08
- [20] VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky pro SPŠ strojnické*. Praha: SNTL, 1983.
- [21] Katalog pohybových šroubů. *MATIS* [online]. 2014 [cit. 2018-05-01]. Dostupné z: http://www.matis.cz/data/pdf-katalogy/Katalog_pohybove_srouby/matis_katalog_kulickove_srouby.pdf
- [22] Kulčková ložiska s kosoúhlým stykem. *SKF* [online]. 2015 [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_02_Kulickova%20loziska%20s%20kosouhlým%20stykem.pdf
- [23] Všeobecné vlastnosti polyamidu, *HEYMAN* [online]. 2010 [cit. 2018-05-03]. Dostupné z: http://www.heyman.de/media/useruploads/files/de/documentation/eigenschaften_kunststoffn.pdf
- [24] Technical manual rubber timing belt drives, *OPTIBELT* [online]. 2016 [cit. 2018-05-07]. Dostupné z: https://www.optibelt.com/fileadmin/extranet/power_transmission/technische_Unterlagen/OPTIBELT-TM-Rubber-Timing-Belt-Drives.pdf
- [25] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [26] Pokyny pro obrábění. *POLYPLAST* [online]. 2017 [cit. 2018-05-08]. Dostupné z: <https://www.polyplasty.cz/pokyny-pro-obrabeni-polyamidu.html>
- [27] Vodicí prvky. *FIBRO* [online]. 2014 [cit. 2018-05-12]. Dostupné z: http://www.fibro.de/fileadmin/data/FIBRO/Kapitel_D/cz/B2_HK_cz_Kapitel_D.pdf

10 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

10.1 Seznam symbolů

F_a	[N]	Axiální síla
M_k	[Nm]	Kroutící moment
P_z	[mm]	Stoupání závitu
R	[N·μm ⁻¹]	Tuhost kuličkového převodu
β	[μm]	Axiální posunutí matice
F_v	[N]	Síla předepnutí
L_{10}	[otáček]	Základní trvanlivost
C_a	[kN]	Dynamická únosnost
w_{\max}	[mm]	Průhyb kuličkového šroubu
E	[MPa]	Modul pružnosti v tahu
J	[mm ⁴]	Kvadratický moment
q	[N·mm ⁻¹]	Liniové zatížení
x	[mm]	Určitá délka šroubu od vazby A
L_c	[mm]	Celková délka šroubu
d_0	[mm]	Jmenovitý průměr kuličkového šroubu
D_1	[mm]	Jmenovitý průměr matice
D_2	[mm]	Jmenovitý průměr příruby matice
L_1	[mm]	Jmenovitá délka matice
a	[mm]	Vzdálenost sražení příruby ke jmenovitému průměru hřídele
b	[mm]	Vzdálenost příruby matice k jmenovitému rozměru hřídele
L_{c1}	[mm]	Celková délka kuličkového šroubu při jedné podpěře
F_{z1}	[N]	Zatížení od vlastní tíhy kuličkového šroubu při jedné podpěře
p_{dov}	[N·mm ⁻²]	Dovolený tlak v závitu
n_t	[min ⁻¹]	Otáčky trapézového šroubu
v	[m·min ⁻¹]	Obvodová rychlost v závitu
d	[mm]	Průměr trapézového šroubu
s_v	[m·min ⁻¹]	Posuvová rychlost při stoupání
p	[N·mm ⁻²]	Tlak v trapézovém závitu
d_2	[mm]	Střední průměr závitu trapézového šroubu
d_3	[mm]	Průměr dříku trapézového šroubu
L_z	[mm]	Délka závitu v matici
H_1	[mm]	Délka závitu v matici

λ	[-]	Štíhlostní poměr
λ_m	[-]	Mezní štíhlost
σ_u	[MPa]	Mezní úměrnost materiálu prutu
l_0	[mm]	Redukovaná délka prutu
l	[mm]	Délka šroubu
J_{min}	[mm ⁴]	Kvadratický moment kruhového průřezu
d_3	[mm]	Průměr dříku trapézového šroubu
i	[mm]	Poloměr setrvačnosti
F_{kr}	[N]	Kritická síla
η	[%]	Účinnost
M_{kt}	[Nm]	Potřebný kroutící moment
P_t	[kW]	Potřebný výkon
D_4	[mm]	Průměr příruby trapézové matice
L_z	[mm]	Délka závitu v trapézové matici
M_d	[mm]	Jmenovitý průměr závitu
L_5	[mm]	Šířka vodící lišty
C	[kN]	Statická únosnost ložiska
C_{ok}	[kN]	Dynamická únosnost ložiska
F_{rm}	[kN]	Axiální zatížení uložených ložisek
k_a	[-]	Součinitel minimální axiálního zatížení
d_m	[mm]	Střední průměr ložiska
k_r	[-]	Součinitel minimálního radiálního zatížení
ν	[mm ² ·s ⁻¹]	Viskozita oleje při provozní z teplotě
D_L	[mm]	Velký průměr ložiska
d_L	[mm]	Malý průměr ložiska
n_1	[min ⁻¹]	Otáčky řemenového kola
c_2	[-]	Celkový koeficient zatížení
c_0	[-]	Koeficient převodového poměru
c_6	[-]	Provozní koeficient
P_e	[kW]	Ekvivalentní výkon
P_m	[kW]	Výkon motoru
$L_{\tilde{r}1}$	[mm]	Předběžná délka řemenu
$D_{\tilde{r}1}$	[mm]	Vnější průměr řemenice
$D_{\tilde{r}2}$	[mm]	Roztečný průměr řemenice
a	[mm]	Předběžná osová vzdálenost řemenic
K	[mm]	Stanovení osové vzdálenosti
$a_{\tilde{r}}$	[mm]	Osová vzdálenost řemenic

z_z	[-]	Počet zubů v záběru
$z_{\check{r}}$	[-]	Počet zubů řemenového kola
$P_{\check{r}}$	[kW]	Výkon řemene určité šířky
c_1	[-]	Koeficient záběru zubů
c_7	[-]	Koeficient délky řemene
$c_{\check{s}}$	[-]	Koeficient šířky řemenu
F_{oh}	[N]	Obvodová síla na povrchu hřídele
D_h	[mm]	Průměr zadní části trapézového šroubu
p_D	[MPa]	Tlak na bocích drážky
g_0	[-]	Součinitel základní hodnoty tlaku
p_0	[MPa]	Základní hodnota tlaku
t_1	[mm]	Hloubka drážky
b_d	[mm]	Šířka drážky
l_p	[mm]	Délka pera
L_{v1}	[mm]	Délka těla podpěry
L_{v2}	[mm]	Výška úložného prostoru těla podpěry
L_{v3}	[mm]	Výška těla podpěry
L_{v4}	[mm]	Šířka těla podpěry
$P01$	[mm]	Šířka polyamidové destičky
$P02$	[mm]	Výška polyamidové destičky
$P03$	[mm]	Délka polyamidové destičky
L_{k01}	[mm]	Celková délka kleštiny
L_{k02}	[mm]	Délka kužele kleštiny
L_{k03}	[mm]	Délka zadní části kleštiny
D_{k01}	[mm]	Velký průměr kleštiny
D_{k02}	[mm]	Střední průměr kleštiny
D_{k03}	[mm]	Malý průměr kleštiny
V_t	[mm]	Průměr vodící tyče
F_1	[N]	Zatížení pružiny od tíhy podpěry
F_8	[N]	Úplné zatížení pružiny
H	[mm]	Pracovní zdvih pružiny
D	[mm]	Střední průměr pružiny
d_p'	[mm]	Předpokládaný průměr drátu
G	[MPa]	Modul pružnosti ve smyku
k	[N·mm ⁻¹]	Tuhost pružiny
s	[mm]	Stlačení pružiny
i	[-]	Faktor i

K	[-]	Korekční součinitel
d_p	[mm]	Průměr drátu přížiny
$n_{\check{z}}$	[závitů]	Celkový počet závitů
l_{9p}	[mm]	Úplné stlačení pružiny
v_0	[mm]	Vůle mezi závity
l_{8p}	[mm]	Délka plně zatížení pružiny
l_{1p}	[mm]	Délka předpružené pružiny
l_{0p}	[mm]	Délka volné pružiny
τ_{max}	[MPa]	Vyvolané napětí pružiny
F_{af}	[N]	Amplituda síly
F_{mf}	[N]	Střední hodnota síly
C	[-]	Poměr vinutí pružiny
K_B	[-]	Bergrasseruv součinitel
τ_a	[MPa]	Amplituda smykového napětí
τ_m	[MPa]	Střední smykové napětí
r	[-]	Směrnice zátěžové přímky
τ_C'	[MPa]	Korigovaná mez únavy v krutu
τ_A	[MPa]	Mezní amplituda smykového napětí
k_u	[-]	Součinitel bezpečnosti k meznímu stavu únavy
L_{Ckp}	[mm]	Celková délka klínového přípravku
L_{kp}	[mm]	Délka klínu
v_s	[mm]	Výška stlačení
δ	[°]	Bezpečnostní úhle náběhové plochy klínového přípravku
F_v	[N]	Výpočet silové výslednice soustavy
F_G	[N]	Tíhová síla
F_T	[N]	Třecí síla
m	[kg]	Hmotnost těla podpěry
g	[ms ⁻²]	Tíhové zrychlení
α	[°]	Úhel naklonění roviny
f_t	[-]	Součinitel tření
a_t	[ms ⁻²]	Zrychlení tělesa pohybující se po nakloněné rovině
γ	[°]	Úhel naklonění roviny klínu
f_{p1}	[-]	Bezpečnostní koeficient průměru matice
f_{p2}	[-]	Bezpečnostní koeficient délky matice
D_{2t}	[-]	Průměr (rozměr) tělesa ve kterém je uložena matice
L_{p1}	[mm]	Délka přípravku pro odsunutí
f_{p3}	[-]	Bezpečnostní koeficient délky matice

q_i	[-]	Váha významnosti
BHV_j	[-]	Bodová hodnota významnosti
l_{jx}	[-]	Index změny pro parametr s rostoucí tendencí
H_{jx}	[-]	Hodnota parametru
S_x	[-]	Stanovení pořadí

10.2 Seznam obrázků

Obr. 1)	Profily šroubu: a) válcovaný profil, b) okružovaný profil, c) broušený profil	
[3]	13	
Obr. 2)	Převáděcí elementy a) lůžko b) radiální segment [2].....	14
Obr. 3)	Maticе s převáděcí trubicou [3]	14
Obr. 4)	Graficky znázorněné způsoby předepnutí matic [4]	15
Obr. 5)	a) Standartní KŠM firmy THK, b) vysoceúnosný šroub firmy SHUTON [2, 5]	16
Obr. 6)	Poháněná maticе firmy KSK-PM, řady RMV [4]	17
Obr. 7)	Vysokorychlostní šroub firmy NSK, typu DIN [6]	17
Obr. 8)	Těžký obráběcí stoj s posuvným stolem [7].....	18
Obr. 9)	Vstřikovací stroj [7]	18
Obr. 10)	a) Ovládací klapky, b) lékařské zařízení [7]	19
Obr. 11)	Průběh pasivních odporů na kuličkového šroubu od firmy KSK Precise Motion [13].....	23
Obr. 12)	Vysoce rychlostní kuličkový šroub SBK s Caged Technology od firmy THK [14]	23
Obr. 13)	Účinnost kuličkových a trapézových šroubů, pro rotaci šroubu [15]	24
Obr. 14)	Aktivní podpěra kuličkového šroubu od HIWIN [16]	25
Obr. 15)	Statická podpěra kuličkového šroubu od Thomson [18]	26
Obr. 16)	Aktivní podpěra kuličkového šroubu od TOSHULIN [19]	26
Obr. 17)	Uložení kuličkového šroubu [9].....	27
Obr. 18)	Staticky určitý prut liniově zatížen	28
Obr. 19)	Staticky neurčitý prut liniově zatížen.....	28
Obr. 20)	Schéma rozdělení podpěr KŠM	31
Obr. 21)	Rozměry tělesa maticové jednotky typu AP a APR	32
Obr. 22)	Rozměry tělesa maticové jednotky APVR	32
Obr. 23)	APR maticе [4]	33
Obr. 24)	Maticе typu APVR [4]	34
Obr. 25)	Způsob uložení – jeden konec upnutý, druhý vedený v ose tyče.....	37
Obr. 26)	Maticе trapézového šroubu se sražením	38
Obr. 27)	Maticе trapézového šroubu s drážkou.....	39
Obr. 28)	Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem uložená do tvaru „O“ [22] a jejich uložení v ložiskové přírubě	39
Obr. 29)	Vedení tvaru „U“ a tvaru „D“	40
Obr. 30)	a) Tělo podpěry s horním osazením, b) způsob uložení prutu	41
Obr. 31)	Horní efektor s válečky	42
Obr. 32)	Sestava aktivní podpěry	44
Obr. 33)	Návrh nárysu a bokorysu těla podpěry	45

Obr. 34)	Model těla podpěry	46
Obr. 35)	Rozměry polyamidové desky	46
Obr. 36)	Model upínací kleštiny	48
Obr. 37)	Model sestavy upínací kleštiny vodící tyče a pouzdra kleštiny	48
Obr. 38)	Základní rozměry upínací kleštiny	49
Obr. 39)	Model obrobené tlačné pružiny těla podpěry	50
Obr. 40)	Šroubovitá tlačná pružina a její namáhání	50
Obr. 41)	Model uložení tažných pružin těla podpěry	53
Obr. 42)	Schéma pro výpočet délky klínu	54
Obr. 43)	Model výsuvné podpěry	55
Obr. 44)	Pevnostní analýza rámu zásuvné podpěry	56
Obr. 45)	Těleso na nakloněné rovině	56
Obr. 46)	Základní rozměry těla zásuvné podpěry	57
Obr. 47)	Schéma uložení těla podpěry ve vedení	58
Obr. 48)	Základní rozměry polyamidové desky zásuvné podpěry	59
Obr. 49)	Klínový přípravek	60
Obr. 50)	Přípravek pro odsunutí	60
Obr. 51)	Model zásuvné podpěry	61

10.3 Seznam tabulek

Tab 1)	Tabulka tříd přesností dle výrobní metody
Tab 2)	Tabulka DN hodnoty od různých výrobců
Tab 3)	Průhyb hřídele kuličkového šrouby při $(L_c/d_0) = 40$
Tab 4)	Tabulka rozměrů matic typu AP a APR – radiální segment
Tab 5)	Tabulka rozměrů matic typu AP a APR – lůžko
Tab 6)	Tabulka rozměrů matic typu APVR
Tab 7)	Velikost zatížení od vlastní tíhy hřídele kuličkového šroubu při maximální délce šroubu s jednou podpěrou, podle délkového poměru viz. kapitola 5.2
Tab 8)	Tabulka rozměrů trapézového závitu
Tab 9)	Tabulka potřebného krouticího momentu a výkonu pohonu při zatížení podpěry F_{z1}
Tab 10)	Tabulka rozměrů trapézové matice
Tab 11)	Mechanické vlastnosti polyamidu PA6,6 dle HEYMAN
Tab 12)	Základní rozměry těla podpěry
Tab 13)	Základní rozměry polyamidových desek
Tab 14)	Základních rozměrů upínací kleštiny dle skupin $d_0 - L_k, D_k$ a V_t
Tab 15)	Rozměry navrhovaných tlačných pružin těla podpěry
Tab 16)	Rozměry navrhované tlačné pružiny upínací kleštiny
Tab 17)	Základní rozměry těla zásuvné podpěry
Tab 18)	Základní rozměry polyamidové desky zásuvné desky

- Tab 19) Tabulka porovnávacích parametrů s danou tendencí změny
- Tab 20) Tabulka párového porovnání parametrů
- Tab 21) Tabulka kvantifikované porovnávací matice
- Tab 22) Určení pořadí srovnávaných koncepcí z technického hlediska

11 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 - Model aktivní výsuvné podpěry

Příloha 2 - Model statické výsuvné podpěry

Příloha 3 - Model statické zásuvné podpěry

Příloha 4 – Metoda PATTERN

Příloha 5 - Výkresová dokumentace

PŘÍLOHY